



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NEKONVENČNÍ CHLADICÍ SYSTÉMY PRO FORMULI
STUDENT**

UNCONVENTIONAL COOLING SYSTEMS FOR FORMULA STUDENTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Ondrejka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Tereza Kůdelová, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Filip Ondrejka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Tereza Kůdelová, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Nekonvenční chladicí systémy pro Formuli Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Hmotnost je v automobilovém průmyslu velmi důležitý parametr. Proto se minimalizuje u všech jednotlivých komponent. Nemalý důraz je pak také kladen na energetické nároky celého systému. Tato práce bude proto zaměřena na optimalizaci hmotnosti chladiče s ohledem na ostatní parametry pomocí nekonvenčních přístupů v podobě tepelných výměníků z polymerních dutých vláken.

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je navrhnout chladicí systém využívající teplosměnné plochy z dutých polymerních vláken, buď využitím polymerních dutých vláken ve svazcích s chaotickou strukturou nuceně profukovaná vzduchem, anebo použitím pravidelné teplosměnné plochy se separovanými vlákny. Návrh bude zaměřen na hledání nekonvenčních přístupů s optimalizací parametrů získaných v úvodní části práce.

Výměník tepla bude vyroben v LPTP za účasti a podle návrhu studenta.

Seznam doporučené literatury:

BERGMAN, T. L. a INCROPERA, F. P. Fundamentals of heat and mass transfer. 7th ed. Hoboken, NJ: Wiley, c2011. ISBN 978-0470-50197-9.

VDI Heat Atlas. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá návrhom a výrobou tepelného výmenníka s dutými vláknami pre vozidlo kategórie Formuly Student. Práca sa dá rozdeliť na tri časti. Prvá časť obsahuje rešerš z oblasti prenosu tepla a tepelných výmenníkov, druhá časť sa zaoberá tepelnými výmenníkmi s polymérovými dutými vláknami, návrhom a výrobou tepelného výmenníka pre vozidlo Formuly Student. Posledná časť sa zaoberá porovnaním polymérového výmenníka s pôvodným hliníkovým tepelným výmenníkom a zhodnotením výsledkov merania.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

tepelný výmenník, tepelný výmenník s polymérovými dutými vláknami, Formula Student, TU Brno Racing, chladiaci systém, chladič

ABSTRACT

This master's thesis deals with the design and manufacture of a heat exchanger with polymeric hollow fibers for a Formula Student vehicle. The work can be divided into three parts. The first part contains a review of heat transfer and heat exchangers, the second part deals with polymeric fiber heat exchangers design and manufacture of of polymeric hollow fibers heat exchanger with a heat exchanger for a Formula Student vehicle. The last part deals with the comparison of polymeric hollow fibers heat exchanger with the original aluminum heat exchanger and the evaluation of the measurement results.

KEYWORDS

heat exchanger, polymeric hollow fibers heat exchanger, Formula Student, TU Brno racing, cooling system, cooler

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ONDREJKA, F. *Nekonvenční chladicí systémy pro Formuly Student*. Brno, 2021. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 53 s. Vedoucí diplomové práce Tereza Kůdelová.

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že táto práca je mojim pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Terezy Kůdelovej, Ph.D. a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Brne dne 21. mája 2021

.....

Filip Ondrejka

POĎAKOVANIE

Moje poďakovanie patrí pani Ing. Tereze Kůdelovej Ph.D. za jej trpezlivosť, ochotný prístup a odborné rady pri vypracovaní tejto diplomovej práce.

Ďalej chcem poďakovať tímu TU Brno Racing za možnosť realizácie a osobného rozvoja a partnerom tímu za podporu.

V neposlednom rade chcem poďakovať rodine a blízkym priateľom za podporu počas celého štúdia.

OBSAH

Úvod	9
1 Prenos tepla	10
1.1 Prenos tepla kondukciou	11
1.2 Prenos tepla konvekciou	11
1.3 Prenos tepla radiáciou	12
2 Tepelné výmenníky	14
2.1 Rozdelenie tepelných výmenníkov	14
2.1.1 Rozdelenie výmenníkov podľa spôsobu predávania energie	14
2.1.2 Rozdelenie výmenníkov podľa procesu prenosu tepla	14
2.1.3 Rozdelenie výmenníkov podľa ich konštrukcie	15
2.1.4 Rozdelenie výmenníkov podľa mechanizmu prenosu	16
2.1.5 Rozdelenie výmenníkov podľa vzájomného prúdenia médií	16
2.1.6 Rozdelenie výmenníkov podľa kompaktnosti teplovýmennej plochy	17
2.1.7 Rozdelenie výmenníkov podľa kombinácie teplotných látok	17
2.2 Určenie základných vlastností tepelného výmenníka	17
2.2.1 Metóda s využitím stredného logaritmického teplotného spádu	19
2.2.2 Metóda efektívnosť – NTU	20
2.2.3 Určenie tlakových strát vo výmenníku tepla	21
3 Formula student	24
3.1 Tím	24
3.2 Pravidlá pre chladiaci a mazací systém vozidla formuly student	25
4 Analýza aktuálneho systému chladenia	26
4.1 Chladič	27
4.2 Ventilátory	29
5 Výmenník tepla s polymérovým jadrom	31
6 Chladič z polymérových dutých vlákien pre formulu Dragon X	33
6.1 Návrh	33
6.2 Výroba	34
6.3 Meranie	39
7 Porovnanie tepelných výmenníkov	43
Záver	48
Zoznam použitých skratiek a symbolov	52

ÚVOD

Pracovné stroje vo väčšine prípadov okrem primárnej práce produkujú aj teplo ako vedľajší produkt. Miera zahrievania pracovného stroja môže viesť k potrebe chladenia, či už pasívne alebo aktívne. Jedným z aktívnych spôsobov chladenia pracovného stroja býva chladiaci systém pozostávajúci z chladiaceho média a tepelného výmenníka. Spaľovacie motory patria k pracovným strojom, ktoré takéto chladenie potrebujú, obzvlášť motory konštruované pre motoršport. Tie produkujú veľké množstvo odpadného tepla, ktoré treba správne manažovať. V prípade prehriatia môže ľahko dôjsť k úplnému poškodeniu motora, pri príliš efektívnom chladení, kedy motor nepracuje v optimálnych teplotách, môže dochádzať k výraznému zvýšeniu spotreby paliva.

Väčšina motoristických športov je založená na rýchlosti zdolania určitej trati alebo prekážky. Je mnoho faktorov, ktoré vedia ovplyvniť výslednú rýchlosť závodného auta. Jedným z nich je schopnosť zrýchľovať. Ako vieme, z druhého Newtonovho zákona vyplýva priamoúmerná závislosť zrýchlenia na sile a nepriamoúmerná na hmotnosti. Čím je teda auto výkonnejšie a ľahšie, tým je rýchlejšie.

Konvenčné chladiče sa vyrábajú z nerezovej ocele, medi alebo hliníka. Aj keď má hliník z týchto materiálov najnižšiu hustotu, pri použití v závodnom aute môže byť považovaný za pomerne ťažký. Preto je cieľom tejto práce navrhnuť efektívny systém chladenia s využitím tepelného výmenníka s jadrom z polymérových dutých vlákien.

V práci si prejdeme teoretické základy a postupne sa cez návrh a výrobu dostaneme k porovnaniu konceptov hliníkového a polymérového chladiča.

1 PRENOS TEPLA

Energia v prírode má rôzne formy a jedna z nich je aj teplo. Teplo môžeme definovať pomocou prvého termodynamického zákona (1) ako energia predaná teplejším médiom studenšiemu. [1][2][3]

$$dQ = dU + d\bar{A} \quad (1)$$

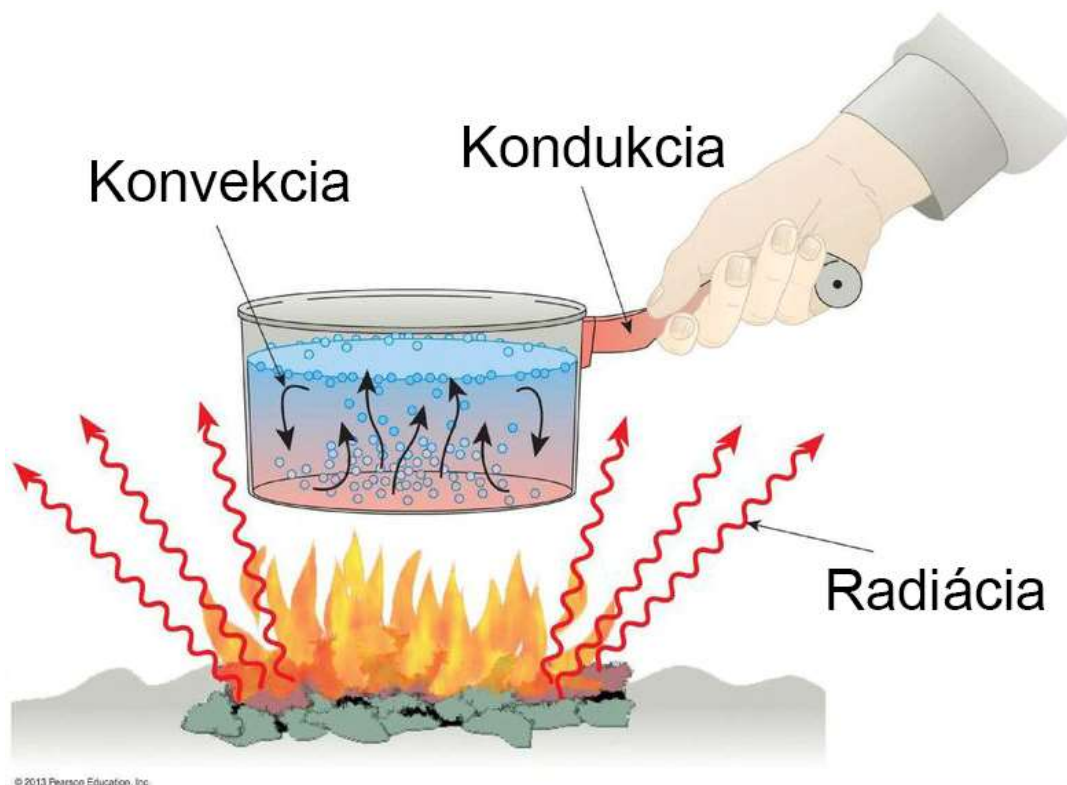
kde Q [J] je prenesené teplo, U [J] naznačuje zmenu vnútornej energie a \bar{A} [J] je vykonaná práca. Tento jav nazývame prenos tepla a je prítomný vždy, keď majú dve médiá rozdielnu teplotu. Tepelný tok \dot{Q} [W] definujeme pomocou časovej derivácie [1][2]:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt}. \quad (2)$$

Hustota tepelného toku \dot{q} [W.m⁻²] cez plochu A [m²] následne [1]:

$$\dot{q} = \frac{d\dot{Q}}{dA}. \quad (3)$$

V tejto kapitole sa ďalej budeme venovať trom mechanizmom prenosu tepla: kondukcia, konvekcia a radiácia. Na obrázku 1 je znázornený ich základný princíp.



Obrázok 1: Mechanizmy prenosu tepla [4]

1.1 PRENOS TEPLA KONDUKCIU

Prvý mechanizmus prenosu tepla, ktorému sa budeme v práci venovať je vedenie alebo kondukcia. Podstata tohto mechanizmu tkvie v interakcii medzi susednými atómami poprípadne molekulami s rôznou teplotou. Teplota látky je spojená s jej vnútornou energiou, vyššia teplota látky znamená vyššiu vnútornú energiu, ktorá spôsobuje zvýšenie náhodného pohybu častíc. V látke dochádza k neustálym interakciám častíc, čo zapríčiňuje predávanie energie v smere nižšej teploty. [2][3][5]

Hustota tepelného toku \dot{q} je závislá na súčiniteli tepelnej vodivosti λ [W.m⁻¹.K⁻¹] danej látky. Prenos prebieha proti smeru gradientu teploty $\frac{dT}{dx}$ [K.m⁻¹] [1][5]

$$\dot{q} = -\lambda \frac{dT}{dx}. \quad (4)$$

Rovnicu (4) poznáme ako Fourierov zákon, ktorý popísal Jean Baptiste Joseph Fourier v roku 1822. [2]

K tomuto procesu môže dochádzať ako v plynach, tak aj v kvapalných a pevných látkach a nie je závislý na pohybe alebo toku látky. [2]

1.2 PRENOS TEPLA KONVEKCIU

Základom konvekcie je okrem interakcie častíc aj prúdenie tekutiny. Ide teda o kombináciu prenosu tepla vedením a makroskopického pohybu látky. Prenos tepla konvekciou možno rozdeliť na prirodzený a nútený. Prirodzená konvekcia nastáva vplyvom nehomogénnej teploty, a teda aj hustoty, kvôli čomu sa kvapalina začne prirodzene hýbať a premiešavať, druhý je vynútený ventilátorom, vetrom a i. [2][3][6]

Pri riešení tohto procesu je nutné poznať viacero informácií ako v prípade kondukcie. Vzťah pre výpočet hustoty tepelného toku [1][6]:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_W - T_F) \quad (5)$$

obsahuje okrem teploty steny T_W [K] a teploty kvapaliny T_F [K] aj súčiniteľ prestupu tepla α [W.m⁻².K⁻¹], ktorého hodnota závisí napríklad od druhu kvapaliny a jej vlastností, ďalej od rýchlosti a smeru pohybu alebo od drsnosti povrchu steny. Vo všeobecnosti sa súčiniteľ prestupu tepla určuje aproximáciou z experimentov podobných prípadov. Pri riešení podobných telies sa využíva bezrozmerné Nusseltovo číslo Nu [-] definované vzťahom (6) [1][2][3][6]:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}, \quad (6)$$

kde L [m] je charakteristická dĺžka.

Pre určenie Nusseltovho čísla a charakteristík nútenej a prirodzenej konvekcie však musíme poznať ďalšie tri bezrozmerné čísla: Reynoldsovo Re [-], Grashofovo Gr [-] a Prandtlovo číslo Pr [-]. [1][2][3]

$$Re = \frac{w \cdot L}{\nu}, \quad (7)$$

$$Gr = \frac{L^3 \cdot g \cdot \beta \cdot \Delta T}{\nu^2}, \quad (8)$$

$$Pr = \frac{\nu}{a}, \quad (9)$$

kde w [m.s^{-1}] je rýchlosť kvapaliny, ν [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$] patrí kinematickej viskozite, g [m.s^{-2}] gravitačnému zrýchleniu, β [K^{-1}] je koeficient teplotnej objemovej rozťažnosti, ΔT [K] rozdiel teplôt steny a kvapaliny, a je súčiniteľ teplotnej vodivosti [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$], určí sa podľa vzťahu (10) a je závislý na hodnote súčiniteľa tepelnej vodivosti λ , na hustote média ρ [kg.m^{-3}] a na mernej tepelnej kapacite pri konštantnom tlaku c_p [$\text{J.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$] [1][2][3]

$$a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}. \quad (10)$$

Súčiniteľ prestupu tepla α pre prirodzenú konvekciu môžeme určiť pomocou závislosti [2][3]:

$$Nu = f_1(Gr, Pr) \quad (11)$$

a pre nútenú pomocou závislosti [2][3]:

$$Nu = f_2(Re, Pr). \quad (12)$$

1.3 PRENOS TEPLA RADIÁCIOU

Pri radiácii nedochádza k priamej interakcii častíc a prebieha aj vo vákuu. Energia je prenášaná vyžarovaním elektromagnetického vlnenia do okolia. K radiácii dochádza u každého telesa, ktoré má teplotu vyššiu ako 0 K, nezávisle od jeho tvaru či materiálového zloženia. Tepelnú radiáciu môžeme považovať za elektromagnetické vlnenie s vlnovou dĺžkou o veľkosti 0,1 μm až približne 1000 μm . [1][2]

Najefektívnejšie teleso z hľadiska vyžarovania je čierne teleso. Je základom pre väčšinu výpočtov zahrnujúcich tepelnú radiáciu, pretože len pre tento typ telesa sú známe presné fyzikálne vzťahy. Základnou vlastnosťou čierneho telesa je, že jeho povrch pohltí úplne všetku radiáciu bez akéhokoľvek odrazu alebo reflexie. Energia sálaná čiernym telesom sa dá vypočítať pomocou vzťahu nazývaného Stefan-Boltzmannov zákon (13) [1][2][3][7]:

$$\dot{e}_b = \sigma \cdot T^4, \quad (13)$$

kde \dot{e}_b [W.m^{-2}] je sálané teplo na jednotku plochy čierneho telesa, σ je Stefan-Boltzmannova konštanta a má hodnotu $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$ a T [K] je termodynamická teplota. [7]

Pretože emisivita reálneho telesa je nižšia ako emisivita čierneho telesa, platí upravený vzťah (14) [1][2][3]:

$$\dot{e} = \varepsilon \cdot \dot{e}_b = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4, \quad (14)$$

kde ε vyjadruje emisivitu reálneho telesa a môže nadobúdať hodnoty $0 \leq \varepsilon \leq 1$ a môže závisieť od materiálu, teploty, tvaru povrchu a i.

2 TEPELNÉ VÝMENNÍKY

V mnohých technických aplikáciách je potrebné zabezpečiť určitý tepelný tok, či už ide o chladenie alebo naopak o ohrievanie. Pre tento účel sa používa takzvaný tepelný výmenník, ktorý sprostredkúva predávanie tepelnej energie medzi dvoma pracovnými látkami. V tejto kapitole si prejdeme rozdelenie výmenníkov a následne ich návrh a výpočet vlastností. [3][8]

2.1 ROZDELENIE TEPELNÝCH VÝMENNÍKOV

Tepelné výmenníky môžu mať rôzne podoby, preto vzniká potreba určitého delenia do rôznych kategórií. Rozdeliť ich teda môžeme podľa [8][9]:

- spôsobu predávania tepelnej energie,
- procesu prenosu tepla,
- konštrukcie,
- mechanizmu prenosu,
- vzájomného prúdenia médií,
- kompaktnosti teplovýmennej plochy,
- kombinácie teplonosných látok.

2.1.1 ROZDELENIE VÝMENNÍKOV PODĽA SPÔSOBU PREDÁVANIA ENERGIE

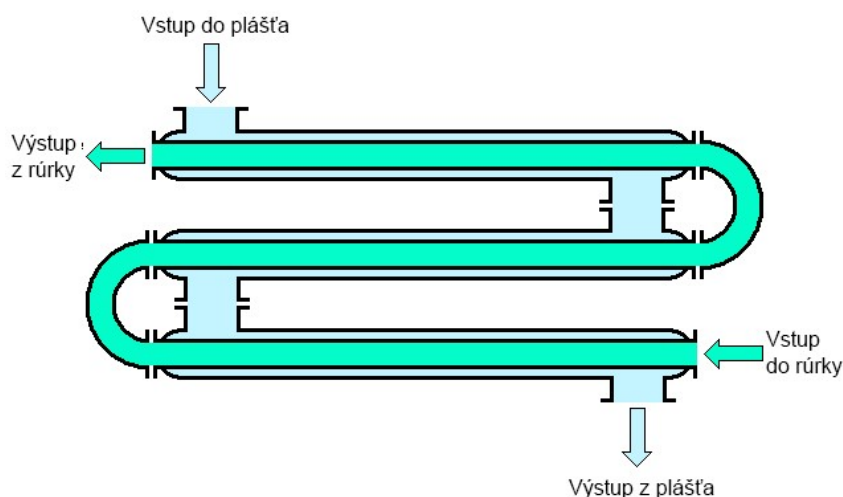
Toto delenie obsahuje dve kategórie: regenerátory a rekuperátory. Podstatou rekuperátora alebo inak aj rekuperačného výmenníka je, že pracovné látky sú oddelené stenou. Táto stena sa nazýva teplovýmenná plocha a vďaka nej nedochádza k premiešavaniu jednotlivých médií. Princíp regeneračného výmenníka spočíva v periodickom striedaní pracovných médií v priestore, ktorý pomocou výplne absorbérom tepla naakumuluje energiu z jedného a následne ju predá druhému médiu. Pri tomto cykle môže dochádzať k čiastočnému premiešavaniu látok, avšak nemalo by dochádzať k priamemu kontaktu látok. [8][9]

2.1.2 ROZDELENIE VÝMENNÍKOV PODĽA PROCESU PRENOSU TEPLA

Niektoré výmenníky sprostredkúvajú výmenu tepla pomocou steny, ktorou sú pracovné látky od seba rozdelené, ide teda o výmenníky s nepriamym kontaktom. Vo výmenníkoch s priamym kontaktom dochádza k prenosu tepla konvekciou medzi časticami pracovných médií. [8]

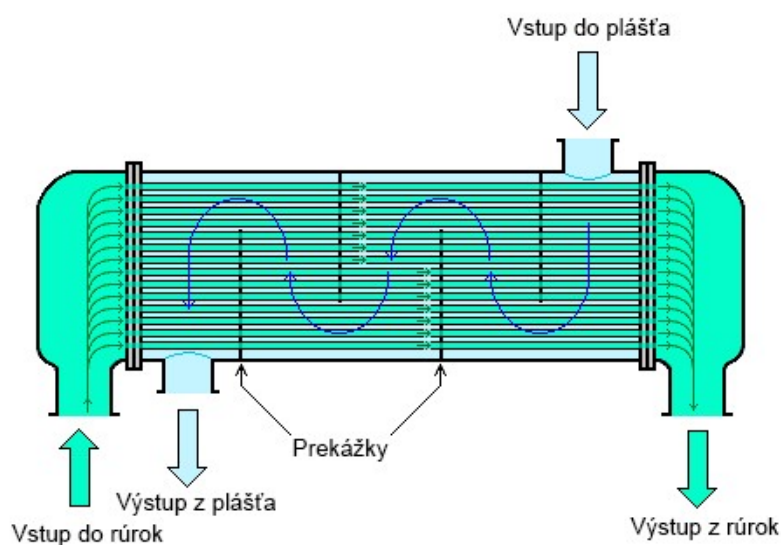
2.1.3 ROZDELENIE VÝMENNÍKOV PODĽA ICH KONŠTRUKCIE

Poznáme dva základné typy konštrukcie výmenníkov: rúrkové a doskové. Medzi rúrkové patria dvojrúrkové, kotlové a špirálové. Dvojrúrkový výmenník je zložený z dvoch trubiek o rôznych priemeroch. Ide o najjednoduchší typ, ktorý sa používa hlavne v aplikáciách, kde sú vysoké tlaky. Média v nich môžu prúdiť rovnakým smerom alebo proti sebe a jeho schému môžeme vidieť na obrázku 2. [8][9]



Obrázok 2: Schéma dvojrúrkového tepelného výmenníka [11]

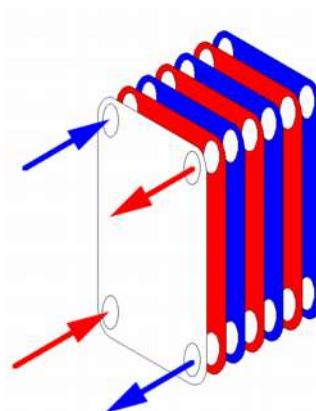
Kotlový výmenník je tvorený z viacerých rúrok vo vnútri veľkého valcovitého plášťa. Os plášťa je rovnobežná s osami rúrok. Ich výhodou je jednoduchá údržba. [8][9]



Obrázok 3: Schéma kotlového tepelného výmenníka [12]

Rozdiel medzi kotlovým a špirálovým rúrkovým výmenníkom je ten, že špirálový má vnútorné rúrky vinuté do cievky. Má väčšiu teplovýmennú plochu ako predchádzajúce typy pri rovnakej veľkosti, avšak je takmer nemožné ho čistiť, takže sa používa hlavne s čistými pracovnými médiami. [8][9]

A napokon doskové výmenníky sa skladajú z rovných alebo do špirály vinutých tenkých plechov. Pre ich jednoduchú údržbu sú vhodné pre akúkoľvek kombináciu kvapalín a plynov a takisto aj pre použitie znečistených médií. Na obrázku 4 je znázornená schéma doskového výmenníka z rovných dosiek. [8][10]



Obrázok 4: Schéma doskového tepelného výmenníka [13]

Z hľadiska konštrukcie môžeme hovoriť aj o výmenníkoch s rozšírenou teplovýmennou plochou. Lamely alebo rebrá rôznych veľkostí a tvarov sa pridávajú na teplovýmennú plochu, a tým ju násobne zväčšia, čím sa zároveň zvýši celková účinnosť výmenníka. [8]

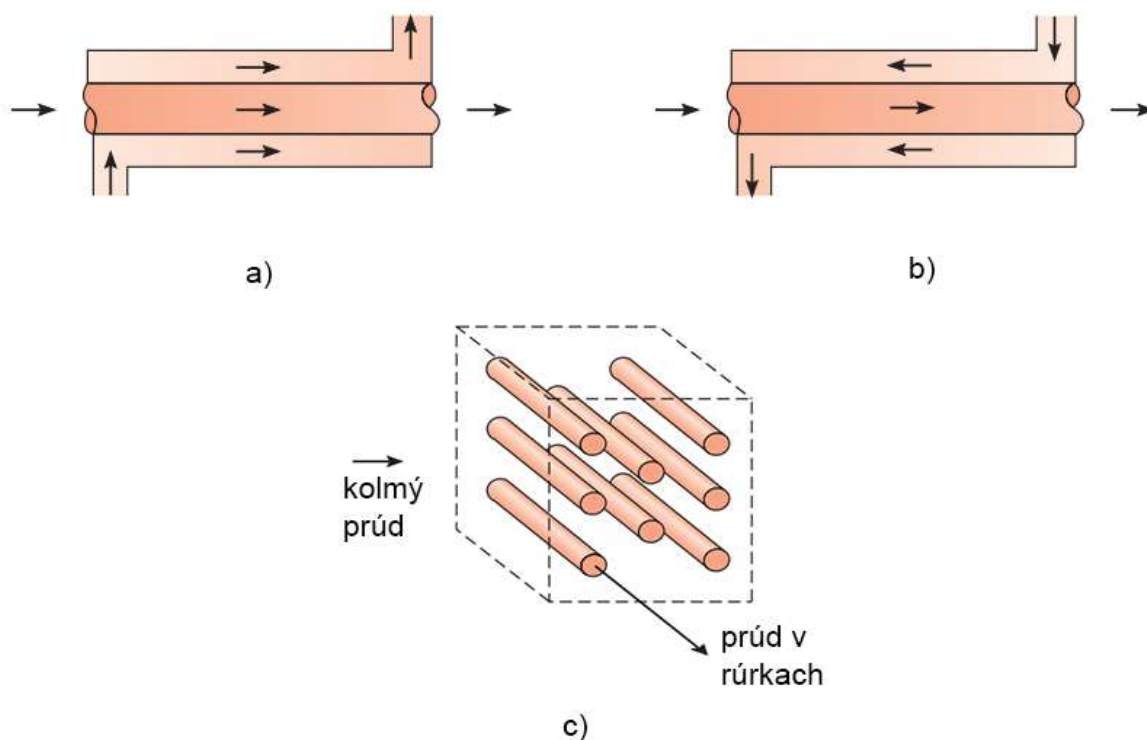
2.1.4 ROZDELENIE VÝMENNÍKOV PODĽA MECHANIZMU PRENOSU

Ak pri prenose energie dochádza k zmene skupenstva, ide o dvojfázový výmenník, v opačnom prípade hovoríme o jednofázovom výmenníku. [8]

2.1.5 ROZDELENIE VÝMENNÍKOV PODĽA VZÁJOMNÉHO PRÚDENIA MÉDIÍ

Podľa smeru vzájomného prúdenia médií hovoríme o výmenníkoch súprúdových, protiprúdových a krížových. Ak pracovné média vo výmenníku prúdia jedným smerom (paralelne), ide o súprúdový výmenník, ak prúdia proti sebe (antiparalelne), ide o protiprúdový a nakoniec, ak sú smery prúdov médií na seba kolmé, je to krížový výmenník. Jednotlivé smery sú schematicky znázornené na obrázku 5. [8]

Môžeme sa stretnúť aj s výmenníkmi so šikmým vzájomným prúdom, kedy osi prúdov zvierajú uhol nerovnajúci sa 90° , poprípade môže dochádzať ku kombinácií viacerých smerov prúdenia. [8]



Obrázok 5: a) Súprúdový tepelný výmenník, b) protiprúdový tepelný výmenník, c) križový tepelný výmenník [3]

2.1.6 ROZDELENIE VÝMENNÍKOV PODĽA KOMPAKTNOSTI TEPOVÝMENNEJ PLOCHY

Tepelný výmenník sa spravidla považuje za kompaktný, ak jeho merná teplovýmenná plocha dosahuje hodnotu aspoň $700 \text{ m}^2 \cdot \text{m}^{-3}$. [8]

2.1.7 ROZDELENIE VÝMENNÍKOV PODĽA KOMBINÁCIE TEPLONOSNÝCH LÁTOK

Používané teplotonosné médiá bývajú spravidla v dvoch skupenstvách: kvapalina alebo plyn. Výmenníky teda môžeme rozdeliť podľa ich kombinácií [8]:

- kvapalina – kvapalina,
- kvapalina – plyn,
- plyn – plyn.

2.2 URČENIE ZÁKLADNÝCH VLASTNOSTÍ TEPELNÉHO VÝMENNÍKA

Pre návrh výmenníka potrebujeme poznať požiadavku, ktorú môžeme kvantifikovať pomocou rovnice celkovej tepelnej bilancie (15), ktorá vyjadruje vzťah medzi preneseným tepelným výkonom a zmenou teploty použitých médií. Rovnica obsahuje časovú deriváciu predaného

tepla \dot{Q} [W/s], hmotnostný tok výmenníkom \dot{m} [kg/s] a mernú entalpiu kvapalín i [J/kg] s indexami c a h pre chladnú a teplú stranu a indexami in a out pre vstup a výstup [3][9]

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (i_{h,in} - i_{h,out}) = \dot{m} \cdot (i_{c,out} - i_{c,in}). \quad (15)$$

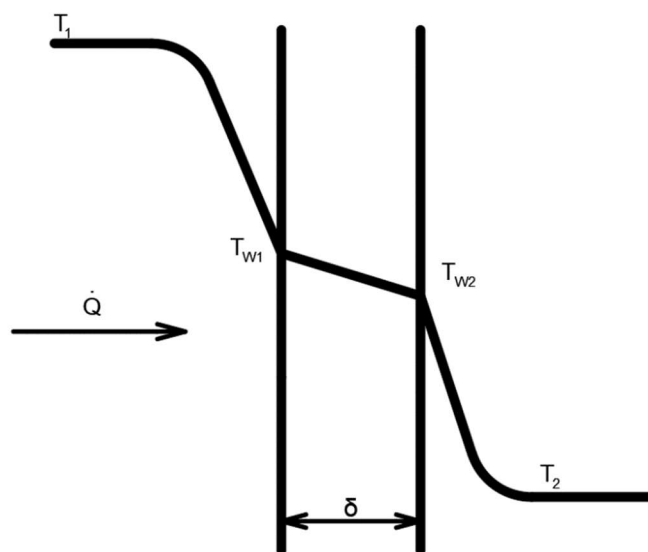
Ak budeme predpokladať, že médiá nezmenia skupenstvo, môžeme rovnicu upraviť nasledovne [3]:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_{p,h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m} \cdot c_{p,c} \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}). \quad (16)$$

Ďalší dôležitý údaj, ktorý musíme určiť je celkový súčiniteľ prechodu tepla, ktorý vyjadruje odpor zamedzujúci prenos tepla z jedného média do druhého. Pre nerebrovaný výmenník s rovinnou stenou platí vzťah [3][9]:

$$\frac{1}{k \cdot S} = \frac{1}{S} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_h} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_c} \right), \quad (17)$$

kde dolné indexy h a c označujú teplé a studené médium, δ [m] je šírka steny, k [W.m⁻².K⁻¹] je celkový súčiniteľ prechodu tepla a S [m²] je veľkosť povrchu teplovýmennej plochy.



Obrázok 6: Prestup tepla cez rovinnú stenu

Ďalej pre valcovú stenu [3][9]:

$$\frac{1}{k \cdot S} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot L_w} \cdot \left[\frac{1}{\alpha_i} + \frac{r_i}{\lambda} \cdot \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + \frac{r_i}{r_o} \cdot \frac{1}{\alpha_o} \right], \quad (18)$$

kde index i je pre vnútornú plochu a index o pre vonkajšiu. L_w [m] je dĺžka valcovej steny a r [m] jej polomer.

Keďže sa pre zvýšenie efektívnosti výmenníka často používajú rebrá, ktoré zväčšujú teplovýmennú plochu, je nutné upraviť rovnicu pre výpočet celkového súčiniteľa prestupu tepla nasledovne [3][9]:

$$\frac{1}{k \cdot S} = \frac{1}{(\eta_{tot} \cdot \alpha \cdot S)_c} + \frac{R_{zn,c}^*}{(\eta_{tot} \cdot S)_c} + R_\lambda + \frac{R_{zn,h}^*}{(\eta_{tot} \cdot S)_h} + \frac{1}{(\eta_{tot} \cdot \alpha \cdot S)_h}. \quad (19)$$

Tento vzťah obsahuje okrem účinnosti povrchu s rebrami η_{tot} [-] aj vplyv tepelného odporu znečistenia R_{zn}^* [m².K.W⁻¹]. R_λ vyjadruje tepelný odpor steny výmenníka. Účinnosť povrchu môžeme určiť pomocou vzťahu [3][9]:

$$\eta_{tot} = 1 - \frac{S_f}{S} (1 - \eta_f), \quad (20)$$

kde S_f [m²] je plocha rebier, S [m²] povrch celej teplovýmennej plochy a η_f [-] je účinnosť jedného rebra.

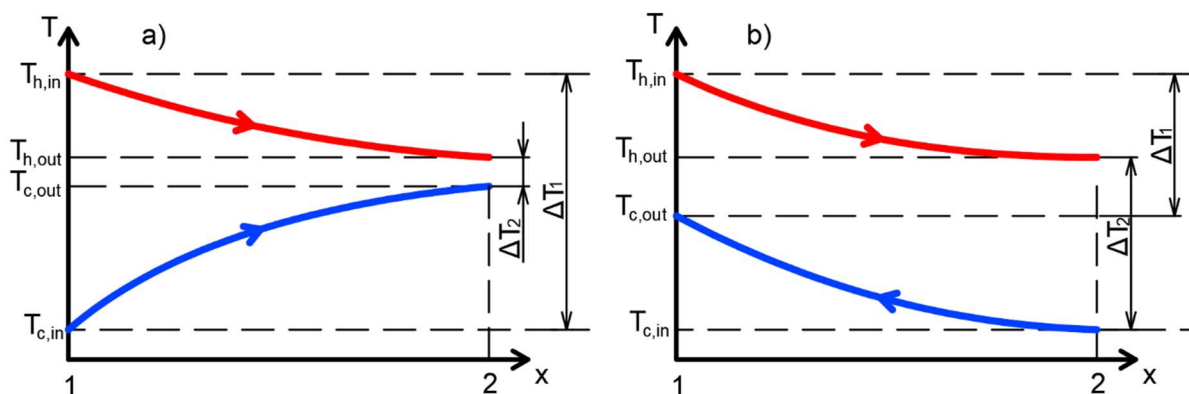
2.2.1 METÓDA S VYUŽITÍM STREDNÉHO LOGARITMICKÉHO TEPLOTNÉHO SPÁDU

Keď máme hodnotu potrebného odvedeného tepla výmenníkom a poznáme schopnosť toto teplo odvádzať vo forme celkového súčiniteľa prechodu tepla, môžeme pokračovať vo výpočtoch analýzou výmenníka pomocou [3][9]:

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta T_m. \quad (21)$$

Tu narážame na hodnotu ΔT_m [K], ktorá vyjadruje stredný teplotný spád. Tu si môžeme pomôcť stredným logaritmickým teplotným spádom ΔT_{ln} . Na začiatok sa zameriame na jednoduchý trubkový výmenník. Pri takomto výmenníku sú dve možnosti, používané médiá môžu prúdiť buď rovnakým smerom alebo naopak. Priebehy teplôt môžeme sledovať na obrázku 7. Stredný logaritmický teplotný spád určíme pomocou vzťahu [3][9]:

$$\Delta T_{ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}. \quad (22)$$



Obrázok 7: Priebeh teplôt vo výmenníku, a) súprúdový, b) protiprúdový

V tejto práci sa však zameriavame hlavne na automobilový priemysel, ktorý využíva takmer výhradne výmenníky so vzájomným priečnym prúdením chladiacich médií, a keďže je nemožné určiť strany výmenníku, použijeme predchádzajúci vzorec pre prípad s protichodnými prúdmi a vynásobíme korekčným faktorom F [-], ktorého hodnoty sa môžu pohybovať medzi nulou a jednotkou [3][9]

$$\Delta T_{ln} = F \cdot \Delta T_{ln,protiprúd} \quad (23)$$

Tento postup je pomerne jednoduchý a presný, má však nevýhodu, že vyžaduje znalosť všetkých štyroch teplôt. Preto existuje druhá metóda zvaná efektívnosť – NTU alebo aj ε -NTU.

2.2.2 METÓDA EFEKTÍVNOSŤ – NTU

Pri tejto metóde si ako prvé určíme maximálny možný tepelný tok \dot{Q}_{max} prenášaný výmenníkom. Pri výmenníkoch s protichodným prúdením kvapalín toto nastáva, ak je výmenník dosť dlhý na to, aby sa teplota na výstupe jednej kvapaliny dostala na hodnotu teploty na vstupe druhej. Či sa teplota chladiacej kvapaliny na výstupe vyrovná teplote chladenej kvapaliny na vstupe alebo naopak, zistíme určením tepelných kapacít C_c a C_h [$W \cdot K^{-1}$] podľa (24) a vybraním tej menšej (25). [3][10]

$$C_c = c_{p,c} \cdot \dot{m}, \text{ resp. } C_h = c_{p,h} \cdot \dot{m} \quad (24)$$

$$C_{min} = \min(C_c, C_h) \quad (25)$$

Následne:

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}). \quad (26)$$

Tým sa pomaly dostávame k spomínanej efektívnosti ε [-]. Tá je daná pomerom skutočného odvedeného tepla \dot{Q} a maximálneho odvedeného tepla \dot{Q}_{max} výmenníkom. Avšak skutočné odvedené teplo nepoznáme, preto využijeme závislosť efektívnosti na parametri NTU (Number of Transfer Units) [-] (27), ktorý vyjadruje schopnosť výmenníka tepla prenášať energiu za konkrétnych podmienok. Tá je pre každý typ výmenníka iná, nižšie si uvedieme závislosť pre výmenníky s priečnym prúdením kvapalín nemiešaných (28), miešanej kvapaliny s tepelnou kapacitou rovnou hodnote C_{max} (29) a miešanej kvapaliny s tepelnou kapacitou rovnou hodnote C_{min} (30). Pre zjednodušenie rovníc si zavedieme parameter C_r [-], ktorý udáva pomer tepelných kapacít C_{min}/C_{max} , kde C_{max} je tepelná kapacita z vyššou hodnotou z dvojice C_c a C_h . [3][10]

$$NTU = \frac{k \cdot S}{C_{min}} \quad (27)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (NTU)^{0,22} \cdot \{ \exp. [-C_r \cdot (NTU)^{0,78}] - 1 \} \right] \quad (28)$$

$$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) \cdot (1 - \exp \{ -C_r \cdot [1 - \exp(-NTU)] \}) \quad (29)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left(-\left(\frac{1}{C_r}\right) \cdot \{1 - \exp[-C_r \cdot (NTU)]\}\right) \quad (30)$$

Vďaka tomu vieme pomocou rovnice (31) určiť skutočný tepelný tok \dot{Q}

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \dot{Q}_{max}. \quad (31)$$

2.2.3 URČENIE TLAKOVÝCH STRÁT VO VÝMENNÍKU TEPLA

Energetická náročnosť tepelného výmenníka sa dá určiť veľkosťou tlakových strát. Údaj naznačuje pokles tlaku kvapaliny po prejení cez výmenník. Je to dôležitý údaj z hľadiska ekonomie, pretože priamo udáva nároky na čerpaciu energiu. Ide vlastne o súčet tlakových strát trením a tlakových strát miestnymi odpormi. [8]

TLAKOVÉ STRATY TRENÍM

Tlakové straty trením Δp_{tr} [Pa] sú energetické straty spôsobené nedokonalosťami reálnej kvapaliny a vnútorného povrchu steny výmenníka. Ich hodnota závisí od viacerých faktorov, konkrétne sú to: súčiniteľ trenia f_{tr} [-], dĺžka potrubia L [m], hydraulický priemer potrubia D_h [m], hustota tekutiny ρ [kg.m⁻³] a stredná rýchlosť prúdenia w_f [m.s⁻¹] a vypočítame ich pomocou vzťahu [8]:

$$\Delta p_{tr} = f_{tr} \cdot \frac{L}{D_h} \cdot \frac{w_f^2}{2} \cdot \rho. \quad (32)$$

Súčiniteľ trenia je závislý od Reynoldsovho čísla a od relatívnej drsnosti ε_r [-], teda $f_{tr} = f(Re, \varepsilon_r)$, v prípade dokonale hladkej steny je funkciou Reynoldsovho čísla $f_{tr} = f(Re)$. Relatívnu drsnosť vyjadríme vzťahom [8]:

$$\varepsilon_r = \frac{k_{ekv}}{D_h}, \quad (33)$$

kde k_{ekv} [m] je drsnosť potrubia.

Súčiniteľ trenia pre hydraulicky hladké trubky kruhového prierezu v režime laminárneho prúdenia [8]:

$$f_{tr} = \frac{64}{Re}, \quad (34)$$

turbulentného prúdenia [2][8]:

$$f_{tr} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad (35)$$

pre $3 \cdot 10^3 < Re < 10^5$, respektíve pre $2 \cdot 10^4 < Re < 2 \cdot 10^6$ podľa [2][8]:

$$f_{tr} = 0,0054 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}}. \quad (36)$$

Pre hodnoty Reynoldsovho čísla väčšie ako 10^6 môžeme použiť [2]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_{tr}}} = -0,8 + 2 \log(Re \cdot \sqrt{f_{tr}}). \quad (37)$$

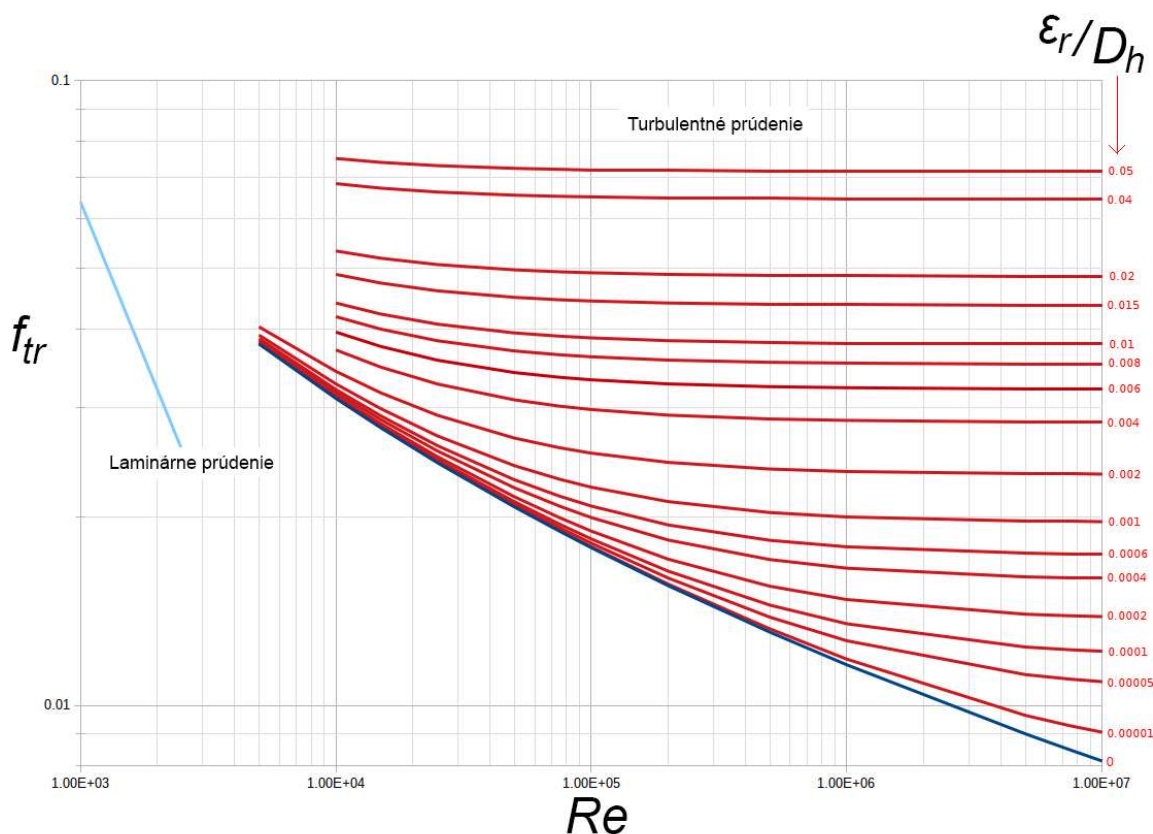
Rúrky s drsným povrchom majú väčší hydraulický odpor, a preto pre ne platia iné vzťahy. V turbulentnej oblasti je súčiniteľ trenia závislý výhradne na relatívnej drsnosti podľa [2]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_{tr}}} = 2 \cdot \log\left(\frac{1}{\varepsilon_r}\right) + 1,14. \quad (38)$$

V prechodnej oblasti medzi hydraulicky hladkou a drsnou časťou potrubia sa hydraulický odpor riadi vzťahom [2]:

$$\frac{1}{\sqrt{f_{tr}}} = -2 \cdot \log\left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f_{tr}}} + \frac{\varepsilon_r}{3,71}\right). \quad (39)$$

Súčiniteľ trenia môžeme určiť aj pomocou Moodyho diagramu (obrázok 8), kde sú graficky spracované krivky súčiniteľa.



Obrázok 8: Moodyho diagram [14]

MIESTNE STRATY

Do miestnych strát Δp_m [Pa] zahrňame energetické straty spôsobené odpormi elementov potrubia ako sú kolená, ventily a podobne. Pre určenie veľkosti strát potrebujeme poznať takzvanú ekvivalentnú dĺžku L_{ekv} [m], ktorú nájdeme v tabuľkách väčšinou ako pomer L_{ekv}/D_h . Udáva dĺžku rovného potrubia, v ktorom by došlo k stratám trením rovnako veľkým, ako miestne straty v danom elemente potrubia. Miestne straty sa teda v turbulentnej oblasti určia [8]:

$$\Delta p_m = \frac{f_{tr}}{2} \cdot \frac{L_{ekv} \cdot w_f^2}{D_h}. \quad (40)$$

V niektorých prípadoch nie je možné určiť ekvivalentnú dĺžku daného elementu, vtedy sa dajú miestne straty určiť vzťahom [8]:

$$\Delta p_m = \sum_i \xi_i \cdot \frac{w_f^2}{2} \cdot \rho, \quad (41)$$

kde ξ_i [-] je koeficient miestneho odporu.

Straty na vstupnom a výstupnom hrdle sa nezarátavajú do tlakových strát výmenníka, ale do strát potrubia. [8]

3 FORMULA STUDENT

Formula student je celosvetový projekt, ktorého cieľom je edukácia a výchova študentov vysokých škôl. Študenti majú za úlohu postaviť jednomiestny závodný stroj formulového typu podľa pravidiel súťaže Formula student Germany (FSG) a Society of Automotive Engineers (SAE), ktoré sa stali etalónom pre väčšinu európskych podujatí. Jednotlivé tímy sa potom stretávajú na závodoch, kde si porovnávajú svoje vozidlá s konkurenciou v rôznych disciplínach. Disciplíny sú rozdelené do dvoch kategórií, na statické a dynamické. Medzi statické patrí cenová kalkulácia výroby, marketingový plán a prezentácia technického dizajnu. Druhá kategória zahŕňa skúšku akcelerácie pri šprinte na 75 m, simuláciu statického zaťaženia na otestovanie funkcie podvozku, jazdu na trati s dĺžkou do 1,5 km a nakoniec vytrvalostný závod na 22 km.



Obrázok 9: Dragon X a Electric Dragon 1 na závodnej dráhe

3.1 Tím

Pod záštitou Ústavu automobilového a dopravného inžinierstva Fakulty strojného inžinierstva na Vysokom učení technickom v Brne bol v roku 2011 študentmi založený tím TU Brno racing. Tím každý rok podľa pravidiel vyvíja nové vozidlo, s ktorým sa aj zúčastní závodov. V tíme sa môžu angažovať len študenti bakalárskeho a magisterského štúdia. Všetky verzie formule tímu TU Brno racing patria do kategórie so spaľovacím motorom, avšak od sezóny 2019/2020 sa pracuje aj na verzii s elektrickým pohonom.

Keďže sa každý rok zloženie tímu mení, sezóna sa vždy začína náborom nových členov, z ktorých sa následne vyberú vhodní kandidáti. Zimný semester je následne venovaný konštrukčnému návrhu, simuláciám a návrhu výroby dielov. Letným semestrom začína stavba a na konci semestra býva tradičné slávnostné odhalenie vozidla verejnosti. Sezóna pokračuje testovaním a overením správnosti simulácií. Sezóna tradične končí závodmi.

3.2 PRAVIDLÁ PRE CHLADIACI A MAZACÍ SYSTÉM VOZIDLA FORMULY STUDENT

Pravidlá súťaže FSG upravujú okrem iného aj požiadavky na chladiace systémy, či už ide o časť chladienia vodou alebo olejom. V tejto kapitole si tieto pravidlá zhrnieme. [15]

Ako chladiace médium je stanovená výhradne destilovaná voda bez akýchkoľvek prímiesí, k čomu musí byť prispôbena napríklad vodná pumpa, pretože to spôsobuje zhoršenie mazania hriadeľa, zároveň má voda nižšiu teplotu varu ako v automobiloch a motocykloch bežne používaný etylénglykol. [15]

Celý systém chladienia a mazania musí byť dôkladne utesnený a od priestoru pre pilota musí byť oddelený ochrannou stenou. Tesnosť systému sa kontroluje pri celkovej kontrole auta náklonovým testom, kedy sa celé auto aj s najvyšším pilotom na plošine nakloní na bočný uhol 60 °, a aj po dynamických disciplínach, kedy zistená netesnosť vedie k diskvalifikácii z danej disciplíny. [15]

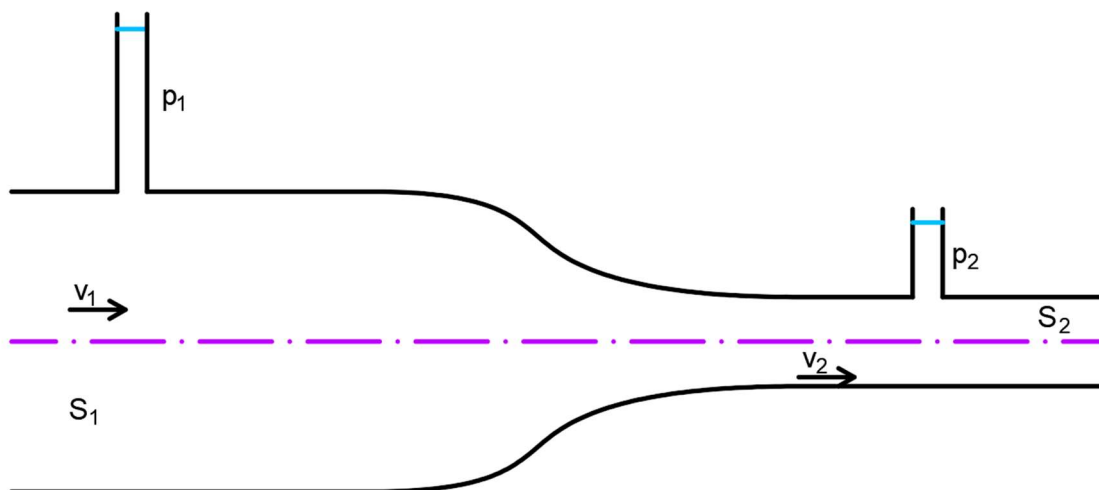
Chladiaci a mazací systém musí obsahovať rozdelené nádoby na zachytávanie kvapalín z odvetrávania jednotlivých systémov. Každá nádoba musí mať objem 10 % celkového objemu kvapaliny v systéme, alebo 100 ml pre vodu, respektíve 900 ml pre olej, čokoľvek je väčšie. Pripevnené musia byť k rámu a umiestnené za ochrannou bariérou pod úrovňou vodičových ramien. Z každej zachytnej nádoby musí viesť hadička s minimálnym vnútorným priemerom 3 mm k najnižšej úrovni rámu vozidla a ústiť mimo vozidla. [15]

Všetky súčasti chladiaceho a mazacieho okruhu musia byť z materiálov, ktoré dlhodobo vydržia aspoň 120 °C alebo teplotu bodu varu danej kvapaliny. Opäť rozhoduje vyššia hodnota. [15]

Pravidlá k roku 2020 priniesli okrem iného aj odstránenie zákazu použitia hnaných zariadení pre zvýraznenie prízemného efektu. [15]

4 ANALÝZA AKTUÁLNEHO SYSTÉMU CHLADENIA

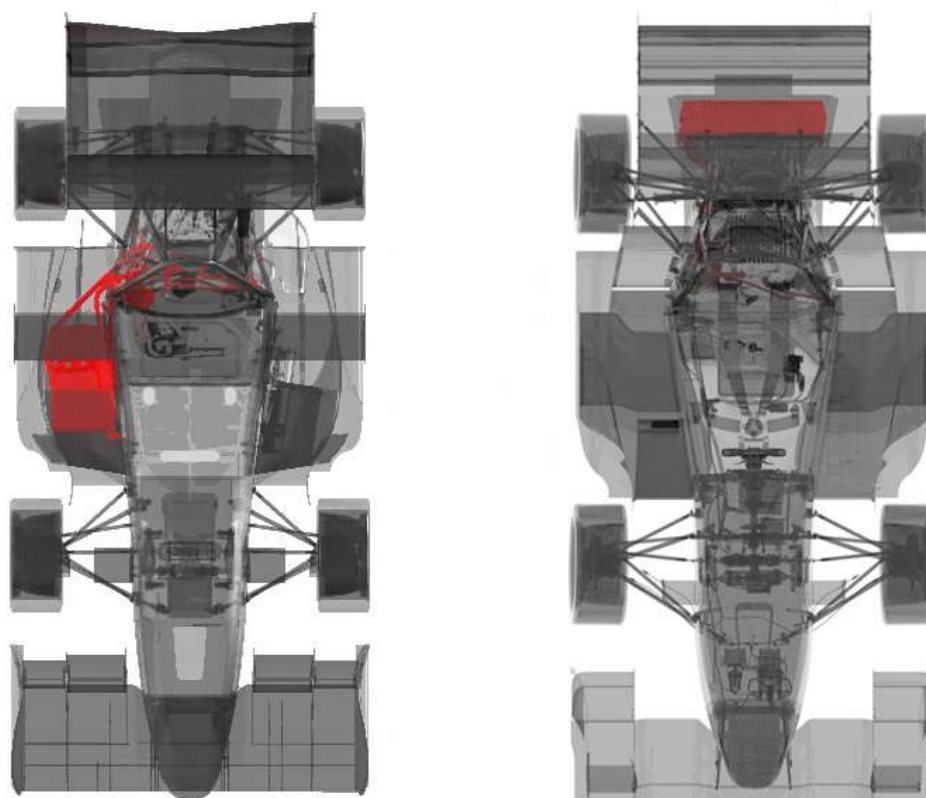
Od verzie Dragona 9 z roku 2019 sa koncept chladenia dosť zmenil, a to hlavne kvôli spomínanej zmene pravidiel. Prízemný efekt využíva Bernoulliho princíp (42), ktorý hovorí o tom, že v zúženom mieste sa rýchlosť v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] prúdiacej kvapaliny zvýši a tlak p [Pa] zníži, čo je vidieť aj na obrázku 10. Správnym tvarovaním podlahy sa dá vďaka tomuto významne zvýšiť prítlak auta bez navýšenia celkového odporu. [16][17]



Obrázok 10: Bernoulliho princíp

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + p_2 \quad (42)$$

Ešte väčšie zvýraznenie prízemného efektu sa dá dosiahnuť aktívnym odsávaním vzduchu spod podlahy cez dvojité difúzor v zadnej časti auta. Aby sa toto dalo využiť, presunuli sme vodný výmenník z pôvodného umiestnenia v pravej bočnici a umiestnili sme ho do vrchnej časti dvojitého difúzora. Na obrázku 11 môžeme názorne vidieť rozdiel medzi jednotlivými generáciami. [16]



Obrázok 11: Porovnanie konceptov, vľavo Dragon 9, vpravo Dragon X

4.1 CHLADIČ

Takéto pomerne veľké koncepčné zmeny mali dosah aj na samotný tepelný výmenník. Dragon X využíva konvenčný hliníkový chladič vyrobený na mieru firmou Hanon Systems Autopal, s.r.o. Skladá sa z dvoch komôr a jadra s priečnym vzájomným prúdením chladiaceho a chladeného média. Zmena nastala hlavne v rozmeroch výmenníka, keďže sa musel prispôbiť difúзору. Výmenník je teda o niečo širší a nižší, avšak rozmery boli navrhované s cieľom zachovania veľkosti povrchu teplovýmennnej plochy. Výmenník už nie je jednocestný ale dvojcestný, tým pádom je vstup aj výstup na jednej strane, čo vyšlo výhodne aj z pohľadu zástavby, keďže vstup a výstup z motora sú tiež na jednej strane. Chladič má suchú hmotnosť približne 2,2 kg a teplovýmennú plochu rozšírenú pomocou rebrovania.

Tabuľka 1: Namerané hodnoty hliníkového chladiča firmou Hanon Systems Autopal, s.r.o.

Rýchlosť vzduchu	Prietok chladiva	Tepelný výkon	Disipácia tepla	Tlaková strata na vzduchu	Tlaková strata na chladiči
$[m.s^{-1}]$	$[l.s^{-1}]$	$[kW]$	$[kW.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}]$	$[Pa]$	$[kPa]$
1	0,50	8,56	1,38	49,33	50,79
	0,60	8,65	1,40	49,13	70,95
	0,80	8,80	1,42	49,11	116,69
	1,00	8,87	1,43	49,42	170,32
2	0,50	14,31	2,31	107,48	51,08
	0,60	14,55	2,35	109,42	71,47
	0,80	14,79	2,39	109,29	116,61
	1,00	14,81	2,39	109,84	171,77
4	0,50	25,39	4,11	268,63	51,74
	0,60	26,12	4,22	272,56	72,27
	0,80	26,75	4,33	273,34	117,42
	1,00	26,79	4,33	270,77	172,17
6	0,50	34,25	5,54	470,56	54,01
	0,60	35,76	5,78	480,22	73,14
	0,80	37,23	6,02	488,37	118,57
	1,00	37,99	6,14	494,61	174,62

Firma Hanon Systems Autopal, s.r.o. všetky vyrobené chladiče testuje pod záťažou a výsledky z tohoto testu môžeme vidieť v tabuľke 1. Teplota vzduchu na vstupe bola na hodnote 30 °C, ako chladiace médium bola použitá zmes glykolu a vody v pomere 1:1 a vstupovala do chladiča s teplotou 90 °C. Hliníkový chladič možno vidieť na obrázku 12.



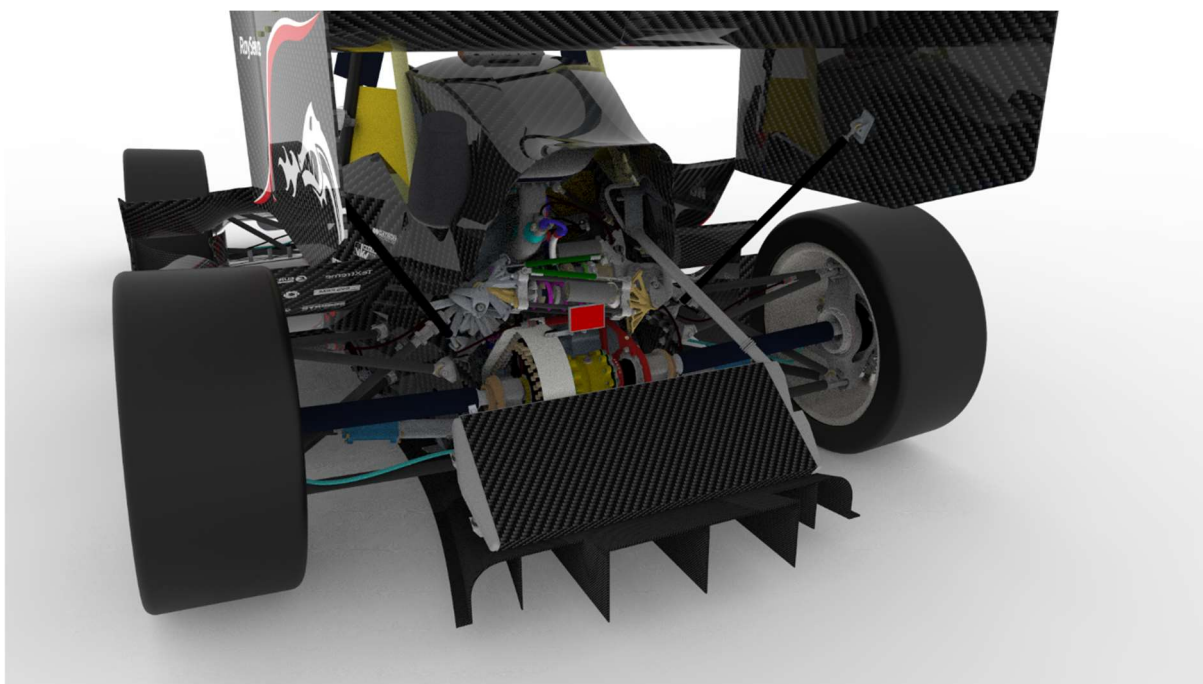
Obrázok 12: Hliníkový chladič použitý v aute Dragon X

4.2 VENTILÁTORY

Zmenou prešli aj ventilátory. Konvenčný SPAL ventilátor bol nahradený dvoma ventilátormi vyvinutými na mieru. Využívajú BLDC motorčeky a vrtuľu vlastného návrhu, ktoré boli kvôli zložitosti tvaru 3D tlačené v spolupráci s firmou MCAE Systems, s.r.o. Dosiahla sa tým úspora približne 630 g a zvýšenie prietoku vzduchu o približne 20 % pri rovnakom príkone. [18] Na obrázku 11 je fotka ventilátorov spredu umiestnených v sahare.



Obrázok 13: Ventilátory s BLDC motorčekmi



Obrázok 14: Pohľad na Dragona X odzadu

Obrázok 14 zobrazuje umiestnenie chladiaceho systému v aute Dragon X. Môžeme vidieť, že chladič sa dostal za zadnú nápravu, ďaleko za ťažiskom vozidla. Takéto umiestnenie ovplyvňuje celkový moment zotrvačnosti auta, ktorý je dôležité pre chovanie vozidla v zákrutách. Zároveň toto riešenie napomohlo zlepšiť stranové vyváženie auta.

5 VÝMENNÍK TEPLA S POLYMÉROVÝM JADROM

Cieľom tejto práce je navrhnúť, zhotoviť a otestovať výmenník, ktorý ako teplovýmennú plochu bude využívať polymérové duté vlákna. Je to netradičný materiál pre takéto použitie, avšak v tejto práci sa pozrieme na možné výhody a nevýhody takéhoto riešenia.

Prvá zmienka o podobnom koncepte pochádza z roku 2004 [19], kedy autori použili polymérové duté vlákna na zostrojenie kondenzátora. Táto publikácia ukázala veľmi sľubné výsledky konceptu. V Laboratóriu prenosu tepla a prúdenia (LPTP) začal výskum polymérových vlákien v roku 2007, odvtedy prebehlo množstvo teoretických a experimentálnych štúdií, ktoré ukázali porovnateľné výkony s bežnými kovovými výmenníkmi. [20]

Medzi používané druhy polymérov patria napríklad polypropylén (PP), polykarbonát (PC), polyamid (PA), polyéteréterketón (PEEK) a iné. Výmenníky využívajúce tieto materiály majú mnoho výhod oproti kovovým. Skladajú sa zo stoviek až tisícok dutých vlákien, takže veľkosť povrchu teplovýmennej plochy býva veľmi veľká, pri zachovaní objemu a celkových rozmerov. Z toho vyplýva aj veľký celkový súčiniteľ prechodu tepla. Vzhľadom na nízku hustotu polymérov, veľká výhoda spočíva v značnom znížení hmotnosti. Používané polyméry majú zároveň vysokú chemickú odolnosť, s čím je spojená aj vysoká spoľahlivosť výmenníkov. Ďalšiu výhodu môžeme pozorovať v ľahkej tvarovateľnosti vlákien, ktorá umožňuje experimentovanie s usporiadaním vlákien, či už v pravidelnej alebo chaotickej štruktúre. Využívané materiály sú recyklovateľné a spotreba energie pri spracovaní a výrobe je až dvakrát nižšia, v porovnaní s konvenčnými kovovými materiálmi, čo je v dnešnej dobe silný argument. V neposlednom rade spomenieme aj nízku cenu polymérov. [20][21]

V roku 2015 urobil tím z LPTP únavovú skúšku. Otestovali niekoľko tepelných výmenníkov z polymérových dutých vlákien záťažovými testami. Zaťaženie spočívalo v periodicky sa meniacom tlaku pracovného média vo vnútri výmenníku, ktorého hodnoty oscilovali medzi 0 kPa až 350 kPa. Testy boli ukončené po prekonaní hranice jedného milióna cyklov. Tepelné výmenníky nevykazovali známky poškodenia. Vlákna podstúpili nárazový test, kde tlak dosiahol až 5 MPa. Aj tento test vlákna prežili bez poškodenia, pri izbovej teplote a aj pri teplote 80 °C. [22]

Ako očividný problém sa môže javiť nízka tepelná vodivosť polymérov, väčšinou pohybujúca sa v intervale od $0,1 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$ do $0,4 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$, čo je oproti kovom mnohonásobne nižšia hodnota. Duté vlákna používané pre výrobu výmenníka majú vonkajší priemer približne 1 mm so stenou o hrúbky približne 10 % až 25 %. Takáto tenká stena nepredstavuje veľkú prekážku pre predávanie energie z jedného média do druhého. [23] V spomínanej štúdii [19] autori hovoria o dosiahnutých celkových súčiniteľoch prechodu tepla $647\text{--}1314 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ pre konfiguráciu voda-voda, respektíve $141\text{--}642 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$ pre konfiguráciu etanol-voda, čo sú hodnoty porovnateľné s konvenčnými výmenníkmi tepla. Z meraní zároveň vyplýva, že vo vnútri výmenníku dochádza k laminárnemu prúdeniu, keďže Reynoldsove čísla sa pohybovali pod hodnotou 500.

Pridávanie rebier na povrch teplovýmennej plochy sa v kombinácii s polymérovými materiálmi ukazuje ako nevhodné, práve kvôli nízkej hodnote ich tepelnej vodivosti, práve naopak, rebra znižujú účinnosť výmenníka.

Ďalšia štúdia tímu z LPTP študovala dve možnosti usporiadania vlákien v jednoduchom rúrkovom tepelnom výmenníku a ich vplyv na celkový súčiniteľ prechodu tepla. Porovnávali paralelné usporiadanie s novým krížovým usporiadaním, kde jednotlivé vlákna boli uložené pod uhlom. Usporiadania môžeme vidieť na obrázku 15. Ukázalo sa, že v prípade paralelných vlákien dochádzalo kvôli veľkej tepelnej rozťažnosti polymérov k predĺženiu vlákien a tým k narušeniu geometrie. Toto spôsobovalo, že sa vlákna začali dotýkať, čím sa významne zmenšila teplovýmenná plocha. Uloženie vlákien do kríža teda vykazovalo približne šesťnásobne väčšiu hodnotu celkového súčiniteľa prechodu tepla pri zachovaní množstva pretekajúcich pracovných médií. Experiment prebiehal pri teplotách 50 °C a 70 °C kvapaliny v plášti a 11 °C kvapaliny v polymérových dutých vláknach, obe pracovné médiá boli voda. [24]



Obrázok 15: Hore: tepelný výmenník s paralelne uloženými polymérovými dutými vláknami, dole: tepelný výmenník s uložením polymérových dutých vlákien do kríža [24]

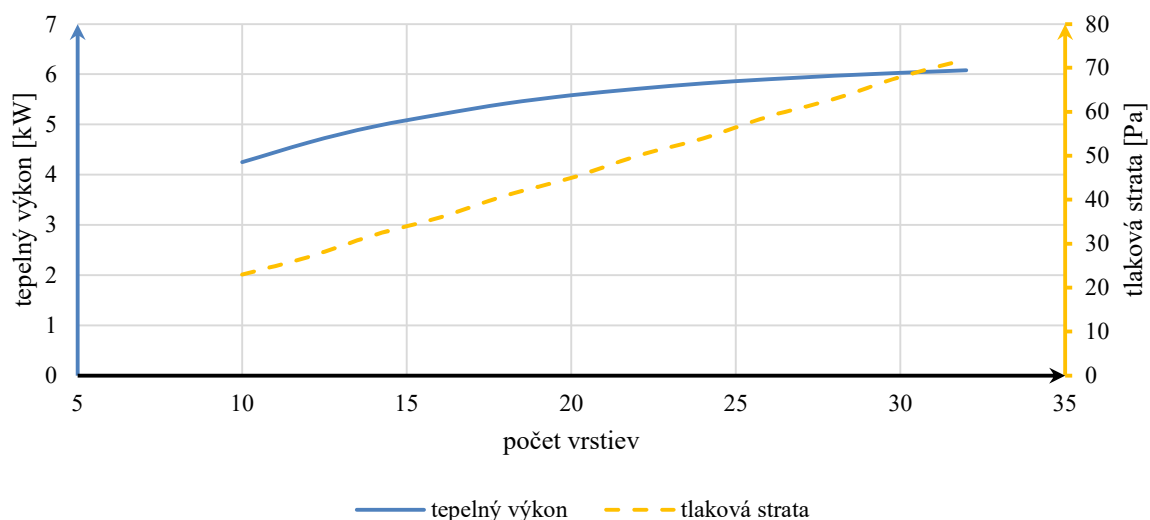
6 CHLADIČ Z POLYMÉROVÝCH DUTÝCH VLÁKIEN PRE FORMULU DRAGON X

Pri konštrukcii závodného auta, akým je Dragon X, sa hľadá na rôzne výsledné vlastnosti. Auto musí byť rýchle, ale zároveň spoľahlivé. Ak chceme, aby auto bolo rýchlejšie, sú dve možnosti, ako to dosiahnuť. Prvá možnosť je zvýšiť výkon motora, ktorý je ale pravidlami nepriamo obmedzený. Druhá možnosť sa naskytá odľahčovaním auta. Známy výrok Colina Chapmana, ktorý stál za mnohými úspechmi automobilovej a závodnej značky Lotus, vo voľnom preklade znie: „Vďaka vyššiemu výkonu budeš rýchlejší na rovinkách. Znížením hmotnosti budeš rýchlejší všade.“ [25]

Medzi výhody tepelného výmenníka s jadrom z polymérových dutých vlákien patrí nízka hmotnosť a vysoká spoľahlivosť, z čoho vyplýva naša motivácia nahradiť aktuálny konvenčný hliníkový chladič.

6.1 NÁVRH

Návrh a výroba prebiehali v spolupráci s Laboratóriom prenosu tepla a prúdenia. Na začiatok sme vychádzali z pôvodných rozmerov chladiča. Ten bol navrhnutý na difúzor s priečnym prierezom o rozmeroch 520 x 200 mm. Použité vlákna majú vonkajší priemer 1 mm a vnútorný 0,8 mm a sú z polyamidu, uložené vo vrstvách za sebou, s medzerou 1 mm medzi vláknami a 0,5 mm medzi vrstvami. V jednej vrstve je 260 vlákien. Hĺbkou chladiča sme zvolili na základe počtu vrstiev vlákien. Pomocou interného softvéru vyvinutého v LPTP sme zistili, že stúpanie tepelného výkonu v závislosti na počte vrstiev nie je lineárne na rozdiel od stúpania tlakových strát. Ako vstupné hodnoty sme pre vodu zvolili teplotu 80 °C a prietok 0,4 l.s⁻¹ a pre vzduch teplotu 30 °C a rýchlosť 1,32 m.s⁻¹. Vychádzali sme z meraní predchádzajúceho modelu formule [26]. Zvolili sme teda 20 vrstiev, pretože nad túto hodnotu už benefit vyššieho tepelného výkonu prestáva byť výrazný a je obdobný výkonu uvedenému v [26]. Závislosť tepelného výkonu a tlakových strát na počte vrstiev môžeme vidieť na obrázku 13. Z toho teda vyplýva hĺbka chladiča 32 mm a celkový počet 5200 vlákien.



Obrázok 16: Graf závislosti tepelného výkonu a tlakovej straty vzduchu na počte vrstiev vlákien

Následne sme tým istým softvérom určili teoretické vlastnosti výmenníka. Hodnoty môžeme vidieť v tabuľke 2.

Tabuľka 2: Teoreticky vypočítané vlastnosti polymérového tepelného výmenníka

Celkový súčiniteľ prechodu tepla	Stredný logaritmický teplotný spád	Tepelný výkon	Počet prenosových jednotiek (NTU)	Tlaková strata na strane vody	Tlaková strata na strane vzduchu
$[W.m^{-2}.K^{-1}]$	$[^{\circ}C]$	$[kW]$	$[-]$	$[Pa]$	$[Pa]$
113	17	7	2,3	650	45

6.2 VÝROBA

Samostatné polymérové duté vlákna si v LPTP vyrábajú pomocou špeciálneho extrudera z granulátu podobným spôsobom ako bežné filamenty do tlačiarň. Pre náš chladič sme zvolili materiál polyamid z dôvodu jeho vyššej tepelnej výdrže. Usporiadanie vlákien v chladiči je zabezpečené pomocou pretkania, ktorá drží vlákna na svojich miestach, čím vzniká tkanina z polymérových dutých vlákien. Tkaniny pripravené na lepenie môžeme vidieť na obrázku 17.



Obrázok 17: Tkaniny s polymérovými dutými vláknami

Jednotlivé tkaniny tvoria vrstvy výmenníka. Tie sme lepili dvojzložkovým epoxidovým lepidlom Elan-Tech AS60/AW60 medzi rámy zo sklotextitu, ktoré vymedzujú odstup medzi jednotlivými vrstvami. Lepidlo sme nanášali na rám pomocou striekačky (obrázok 18) a jeho rovnomernosť sme zabezpečili pomocou špeciálneho nástroja s drážkou (obrázok 19).



Obrázok 18: Nanášanie dvojzložkového lepidla na rám

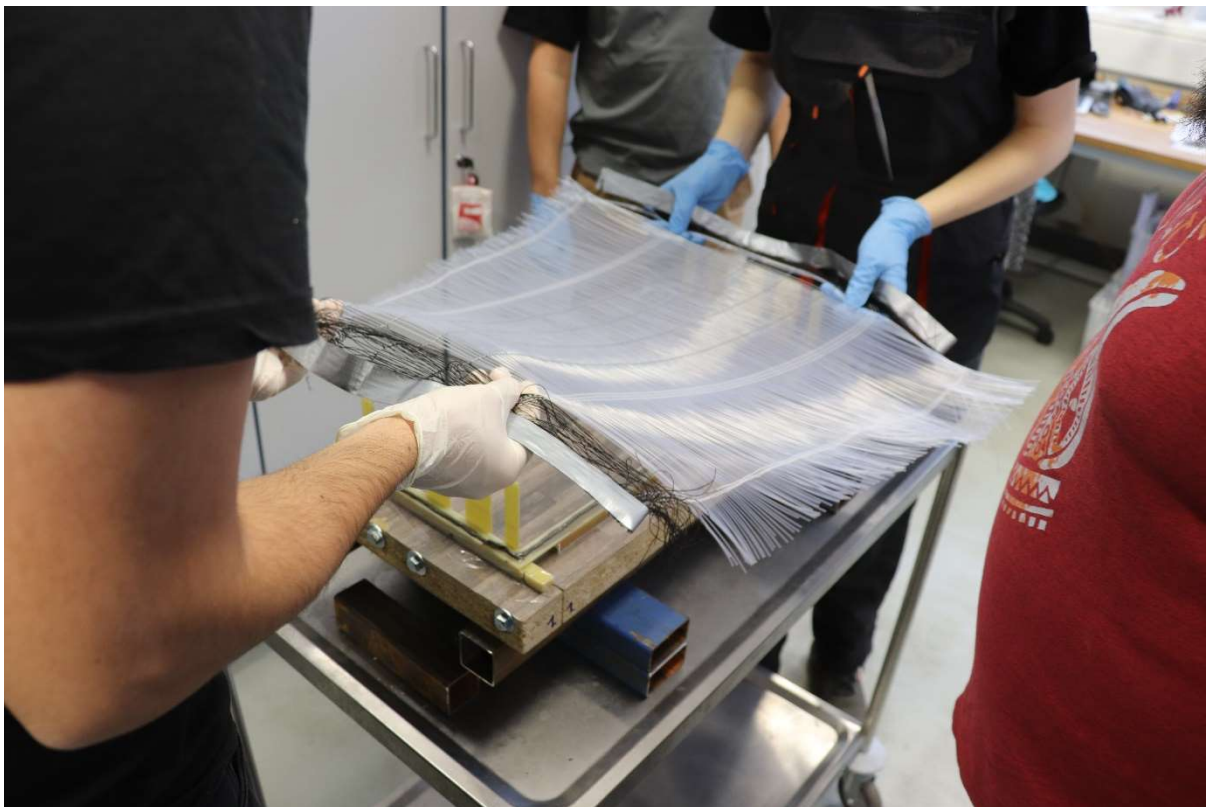


Obrázok 20: Rovnomerné rozotieranie lepidla



Obrázok 19: Pomocný hrebeňový rám

Jednotlivé rámy a tkaniny s vláknami sme ukladali na seba a ich vzájomnú polohu nám pomohol zabezpečiť hrebeňový rám, ktorý môžeme vidieť na obrázku 20. Dodržať vzájomnú polohu a tým aj usporiadanie dutých vlákien je veľmi dôležité vzhľadom na tlakové straty vzduchu a tým pádom aj celkovú efektivitu tepelného výmenníka.



Obrázok 21: Ukladanie tkaniny na rám

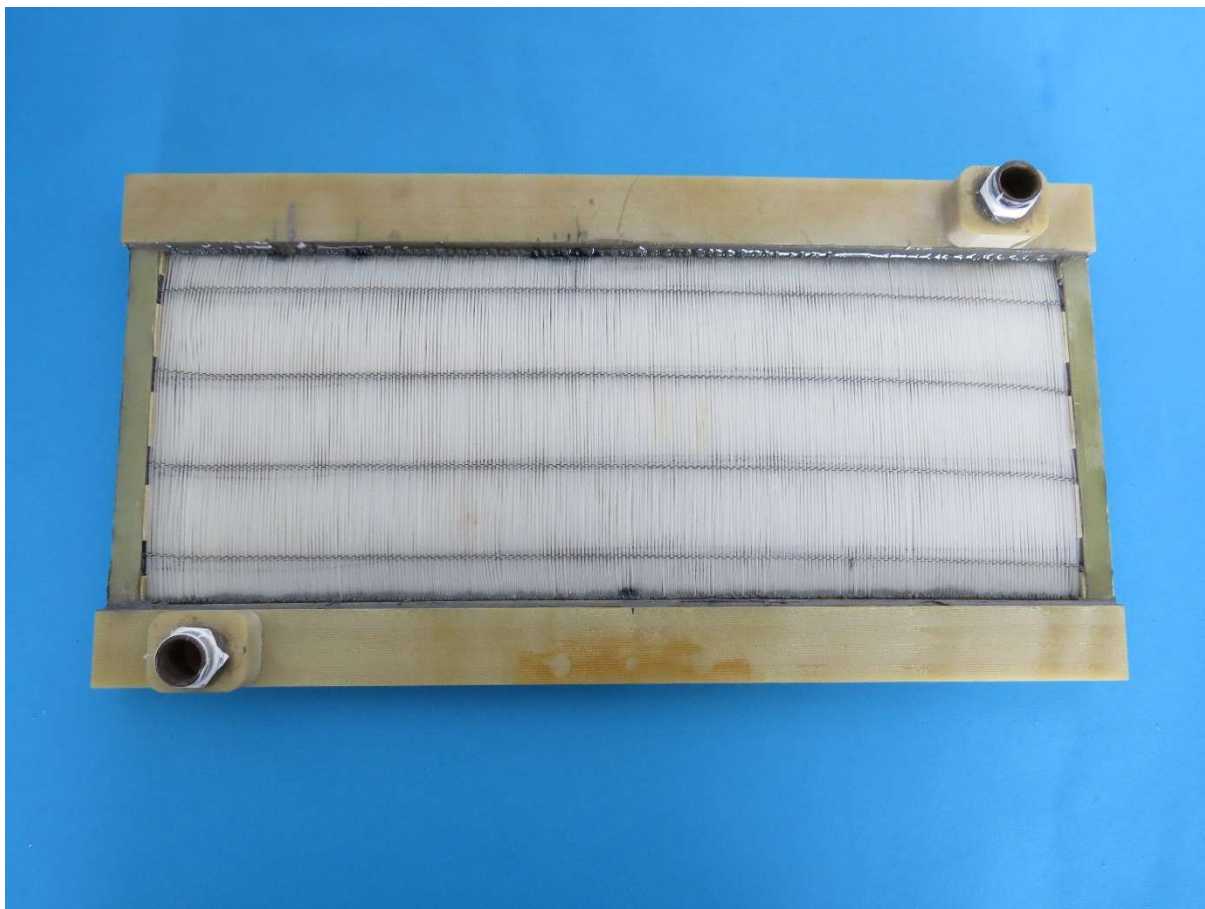
Po naskladaní všetkých vrstiev tkanín a rámu bolo nutné celý výmenník stiahnuť svorkami, aby sme vrstvy dostali k sebe. Bez toho by medzi nimi zostali medzery, ktorými by mohla unikáť kvapalina. Zároveň sme tým aj vytlačili prebytočné lepidlo a dosiahli požadovaného rozmeru hĺbky chladiča 32 mm (obrázok 19).



Obrázok 22: Poskladaný tepelný výmenník

V takomto stave sme nechali lepidlo zatvrdnúť približne 24 hodín. Následne sme ho aj so svorkami uložili do pece, kde sme vytvrdili lepidlo na požadovanú pevnosť. Vytvrdzovanie v peci trvalo približne 3 hodiny pri 120 °C. Svorky sme odstránili po vychladnutí výmenníka, inak by mohlo dôjsť k jeho skrúteniu. Potom nasledovali dokončovacie práce. Po skrátení príliš dlhých dutých vlákien a zastrihnutí tkaniny sme frézku opracovali rám na presný rozmer, aby sa naň dali nalepiť komory.

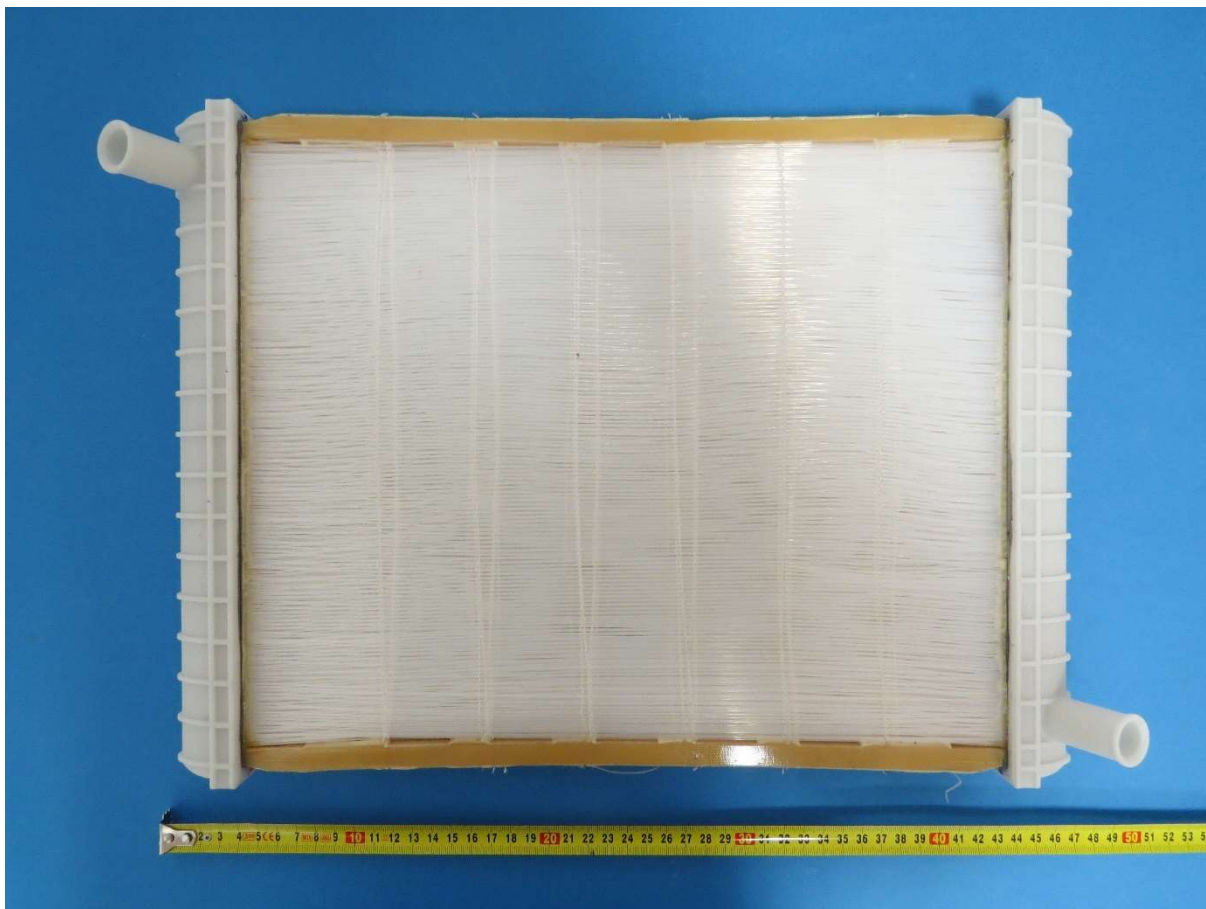
Na obrázku 23 je dokončený tepelný výmenník po finálnom opracovaní a nalepení komôr. Môžeme vidieť objemné príruby z epoxidu, ktoré nie sú tvarovo optimalizované. Sú určené len na overenie prototypu.



Obrázok 23: Tepelný výmenník s polymérovými dutými vláknami

6.3 MERANIE

Meranie tepelného výmenníka bolo tiež uskutočnené vo firme Hanon Systems Autopal, s.r.o. za rovnakých podmienok ako hliníkový chladič vozidla Dragon X. Pre časové obmedzenia spôsobené pandemiou Covid-19 sme sa rozhodli merať paralelne s výrobou už vyrobený tepelný výmenník s podobne veľkou teplovýmennou plochou. Meraný výmenník má prierez 380 x 300 mm, 5250 vlákien v 28 radách s vonkajším priemerom jedného vlákna 0,8 mm a teplovýmennou plochou 5,01 m². Vzduch vstupoval do meracej sústavy s teplotou 30 °C, použité chladiace médium bola zmes glykolu a vody v pomere 1:1 a do chladiča prúdila s teplotou 90 °C, rovnako ako u hliníkového chladiča. Namerané vlastnosti chladiča môžeme vidieť v tabuľke 3.



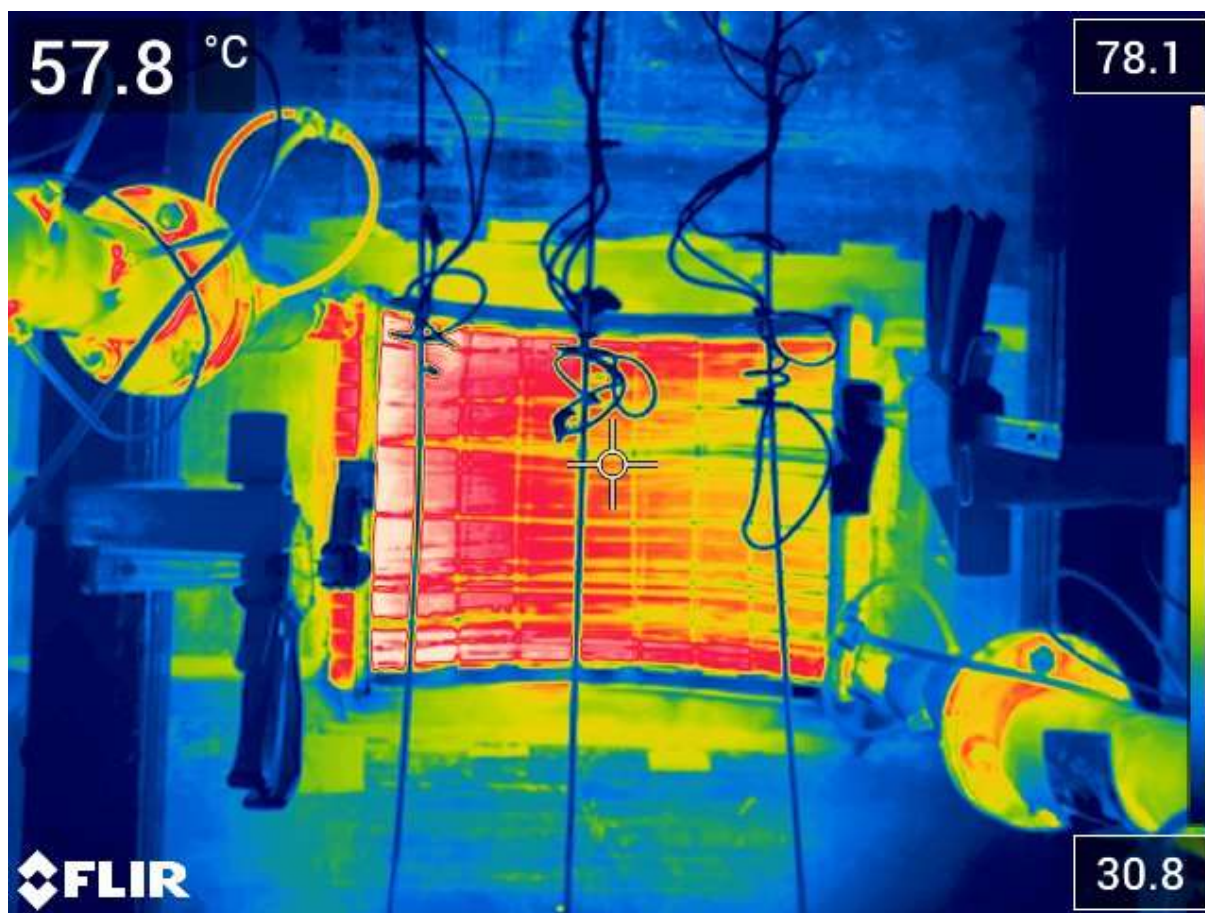
Obrázok 24: Tepelný výmenník s polymerovými dutými vláknami s 3D tlačnými komorami

Na obrázku 24 je chladič použitý na meranie. Na tomto chladiči sú už nalepené komory, ktoré sú vyrobené pomocou 3D tlače. Výhodou tejto výrobnéj technológie je, že umožňuje výrobu zložitejších tvarov a nevyžaduje drahé formy, ktoré sa v kusovej výroby neoplatia. Komory sú teda vyrobené z polyméru, vďaka čomu vážia 220 g.

Tabuľka 3: Výsledné hodnoty merania tepelného výmenníka s polymérovými dutými vláknami

Rýchlosť vzduchu	Prietok chladiva	Tepelný výkon	Disipácia tepla	Tlaková strata na vzduchu	Tlaková strata na chladive
$[m.s^{-1}]$	$[l.s^{-1}]$	$[kW]$	$[kW.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}]$	$[Pa]$	$[kPa]$
2	0,25	11,91	1,82	277,58	13,88
	0,50	12,33	1,88	284,80	31,83
	0,75	12,81	1,96	287,46	55,71
	1,00	12,97	1,98	289,51	86,00
3	0,25	15,78	2,41	521,38	14,52
	0,50	17,01	2,60	552,71	32,50
	0,75	17,47	2,67	566,50	56,51
	1,00	17,79	2,72	570,34	86,29
4	0,25	19,28	2,94	903,69	15,03
	0,50	21,38	3,26	977,17	32,94
	0,75	22,21	3,39	1021,27	56,92
	1,00	23,32	3,56	1086,03	87,46
6	0,25	24,61	3,76	1920,35	15,79
	0,50	28,68	4,38	2153,27	33,81
	0,75	30,48	4,65	2215,97	57,27
	1,00	31,99	4,88	2196,43	86,92

Obrázok 25 zobrazuje snímok z termovíznej kamery, vytvorený počas priebehu testovania tepelného výmenníka. Môžeme na ňom pozorovať, že niektoré vlákna sú chladnejšie. To je spôsobené upchatím daných vlákien lepidlom. Tento efekt nepriaznivo vplýva ako na tlakové straty na chladiacom médiu, tak aj na celkový výkon a efektivitu chladiča.



Obrázok 25: Fotka z termovíznej kamery

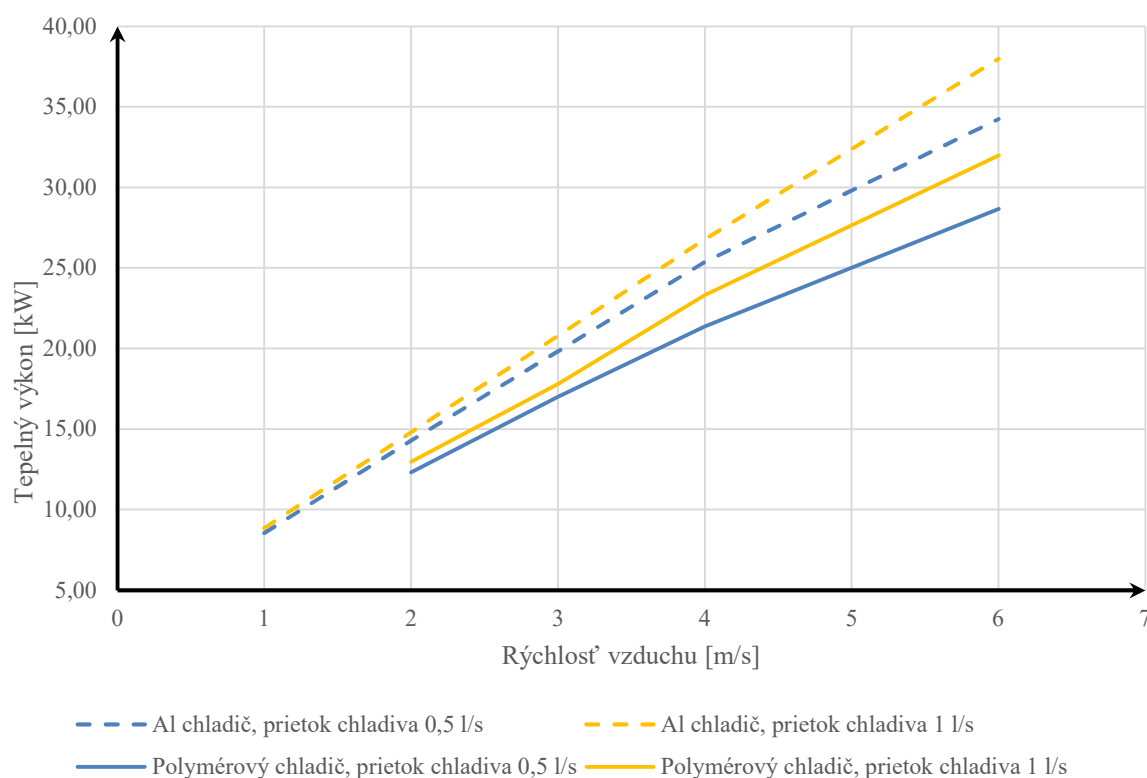
7 POROVNANIE TEPELNÝCH VÝMENNÍKOV

V tejto kapitole sa budeme venovať porovnaniu konvenčného hliníkového tepelného výmenníka a tepelného výmenníka s polymérovými dutými vláknami. V tabuľke 4 môžeme vidieť priame porovnanie nameraných hodnôt jednotlivých chladičov.

Tabuľka 4: Porovnanie nameraných hodnôt tepelných výmenníkov

	Rýchlosť vzduchu	Prietok chladiwa	Tepelný výkon	Disipácia tepla	Tlaková strata na vzduchu	Tlaková strata na chladiwe
	$[m.s^{-1}]$	$[l.s^{-1}]$	$[kW]$	$[kW.m^{-2}.^{\circ}C^{-1}]$	$[Pa]$	$[kPa]$
Hliníkový Chladič	2	0,50	14,31	2,31	107,48	51,08
		0,60	14,55	2,35	109,42	71,47
		0,80	14,79	2,39	109,29	116,61
		1,00	14,81	2,39	109,84	171,77
Polymérový chladič	2	0,25	11,91	1,82	277,58	13,88
		0,50	12,33	1,88	284,80	31,83
		0,75	12,81	1,96	287,46	55,71
		1,00	12,97	1,98	289,51	86,00

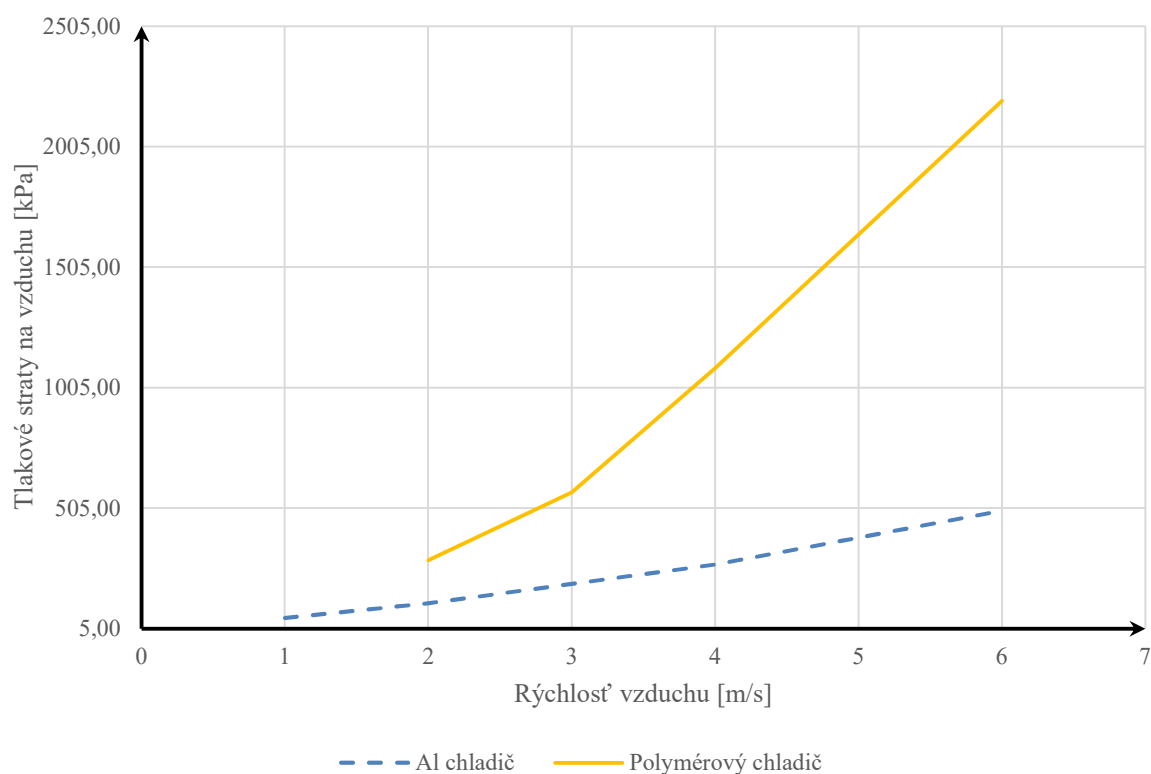
Pre toto porovnanie sme si pre relevantnosť vybrali dáta pre rovnakú rýchlosť vzduchu. Vidíme, že pri prietoku chladiwa $0,5 l.s^{-1}$ má hliníkový chladič tepelný výkon 14,31 kW a tepelný výmenník s polymérovými dutými vláknami 12,33 kW, čo je pokles o 13,8 %. Avšak meraný polymérový chladič má teplovýmennú plochu menšiu o 23,3 % ako výmenník navrhovaný. Na obrázku 26 môžeme sledovať porovnanie výkonov jednotlivých chladičov v závislosti na rýchlosti vzduchu prechádzajúceho cez jadrá chladičov. Tlakové straty na chladiwe polymérového chladiča sú v porovnaní s hliníkovým nižšie o približne 38 %, čo bude v praktickom použití pozitívne vplyvať na zaťaženie čerpadla chladiacej kvapaliny, a teda aj na spotrebu paliva motorom. Zároveň môžeme očakávať ešte väčšie zníženie tejto hodnoty, pretože jej veľkosť je závislá od dĺžky vlákien, kedy meraný výmenník má dĺžku vlákien 380 mm a navrhovaný výmenník len 200 mm.



Obrázok 24: Porovnanie závislostí tepelného výkonu na rýchlosti vzduchu pre hliníkový a polymérový tepelný výmenník

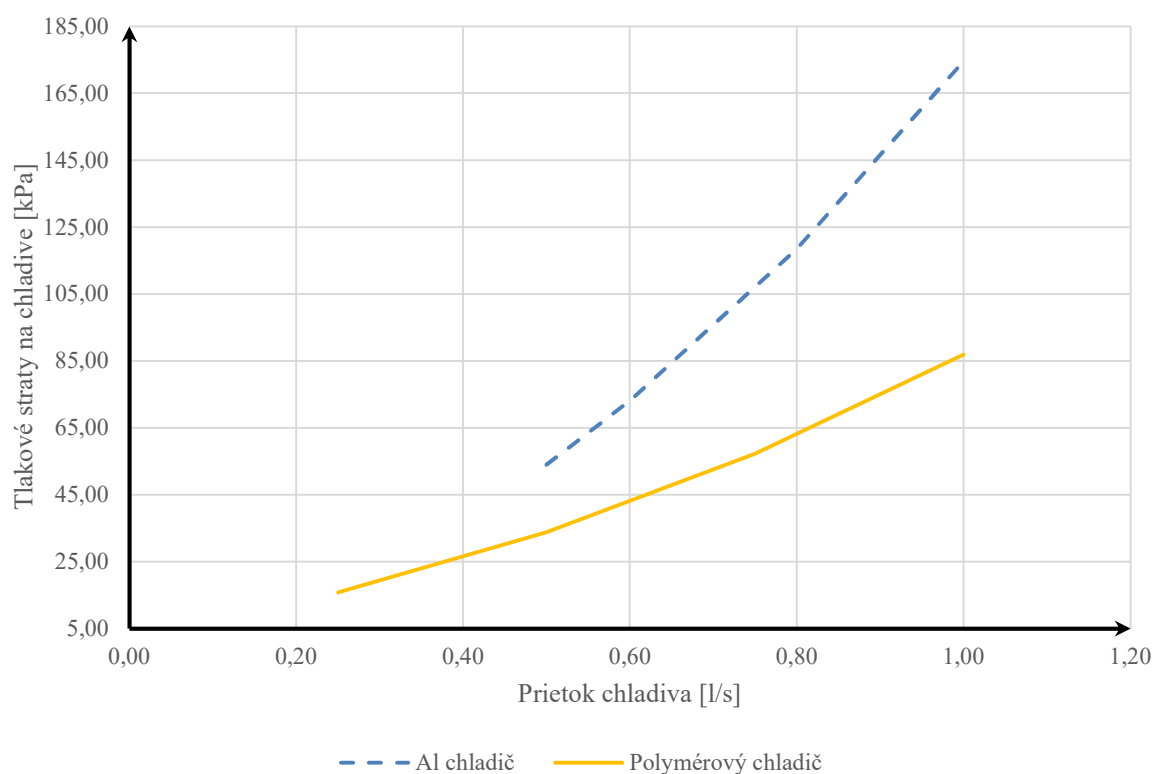
V neposlednom rade si porovnáme tlakovú stratu na vzduchu. Vidíme, že hliníkový chladič vykazuje stratu v priemere okolo 109 Pa, kdežto polymérový chladič v priemere až 285 Pa. Úlohu v tom hrá aj vysoká tepelná rozťažnosť polymérov. Tá spôsobuje, že pri pracovnej teplote (cca 90 °C vo vnútri vlákien) sa vlákna predlžia, čím sa poruší geometria jadra, ktorá je, ako sme už skôr spomínali, dôležitá práve pre tlakové straty prúdenia vzduchu.

V grafe na obrázku 27 môžeme pozorovať veľký nárast tlakových strát pri zvýšení rýchlosti vzduchu v prípade polymérového chladiča oproti hliníkovému. To je dané ako veľkou hustotou dutých vlákien, tak práve spomínanou tepelnou rozťažnosťou.



Obrázok 25: Graf závislosti tlakových strát vzduchu na jeho rýchlosti

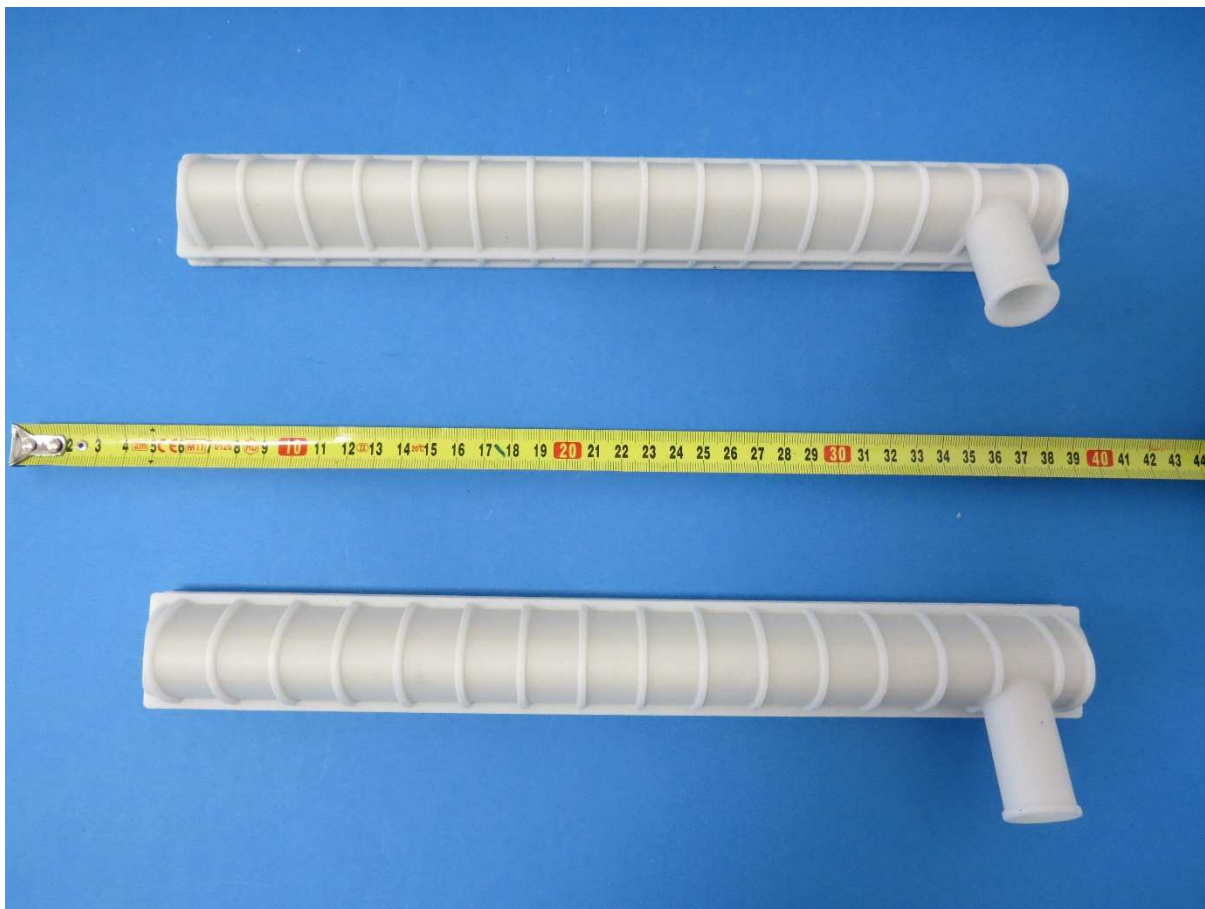
Naopak, v čom polymérový výmenník vyniká, sú tlakové straty chladiva, ktoré sú nižšie v porovnaní s hliníkovým výmenníkom. Na obrázku 28 môžeme vidieť, že s narastajúcim prietokom chladiva stúpajú tlakové straty výrazne pomalšie. V priemere je pokles strát približne 58 % oproti hliníkovému chladiču.



Obrázok 26: Graf závislosti tlakových strát chladiva na jeho prietoku

Hmotnosť vyrobeného jadra polymérového tepelného výmenníka s rozmermi 520 x 200 mm je približne 0,84 kg. Táto hmotnosť nezahŕňa komory. Výmenník so sklotextitovými komorami totižto váži 2,53 kg. Vyššia hmotnosť výmenníka je spôsobená práve použitím sklotextitových komôr, ktoré tvoria 67 % celkovej hmotnosti. Tie sa používajú v prototypovej výrobe z dôvodu jednoduchosti a cene výroby takéhoto jadra. Hmotnosť je vyššia v porovnaní s hmotnosťou hliníkového chladiča, ktorý váži 2,2 kg, avšak tento chladič je už optimalizovaný. Jadro náhradného polymérového výmenníku použitého v meraniach váži približne 1,1 kg bez komôr a 1,33 kg s polymérovými komorami. Vidíme, že takáto hmotnosť je už optimistickejšia a vzhľadom na ťažšie jadro tohto výmenníka oproti prvému môžeme očakávať ešte nižšiu hmotnosť do budúcnosti. Potenciál zníženia hmotnosti je aj v sklotextitových rámoch použitých na oddelenie vrstiev dutých vlákien. V budúcnosti je možné nájsť optimálnejšie materiály, použiteľné na výrobu rámov.

Celkovo teda môžeme povedať, že pri podobnom tepelnom výkone chladič generuje približne štvornásobne horšie tlakové straty na vzduchu, pri približne dvojnásobne lepších tlakových stratách na chladive, oproti konvenčnému hliníkovému chladiču. Lepšie overenie konceptu chladiča s polymérovými dutými vláknami by ukázalo praktické testovanie a meranie priamo pri jazde auta, avšak z časových dôvodov obmedzených spomínanou pandémiou toto nebolo možné uskutočniť.



Obrázok 29: Optimalizované polymérové komory

Na obrázku 29 je fotka polymérových komôr použitých v náhradnom výmenníku. Podobné komory sa bežne používajú v automobilovom priemysle. Väčšinou sa vyrábajú vstrekaním do foriem, avšak takéto formy sú veľmi drahé, preto sa v kusovej výrobe, ako je aj náš prípad, využíva 3D tlač. Výroba takouto technológiou však trvá pomerne dlho, na druhú stranu umožňuje výrobu zložitejších tvarov, čo sa dá využiť pri lepšej optimalizácii. Vidíme, že povrch prírub je zosilnený rebrovaním, vďaka čomu sú steny tenšie bez zníženia pevnosti. Takáto komora váži podstatne menej, ako príruba zo sklotextitu.

ZÁVER

Prácu môžeme rozdeliť na teoretickú a praktickú časť. V prvej časti sme si prešli základy prenosu tepla, ukázali sme si výpočet základných vlastností tepelných výmenníkov a predstavili sme si problematiku a aktuálne riešenie konceptu chladiaceho systému formuly Dragon X.

Cieľom druhej časti bolo navrhnuť vhodný tepelný výmenník využívajúci jadro z polymérových dutých vlákien v spolupráci s Laboratóriom prenosu tepla a prúdenia. Pomocou špeciálneho softvéru sme urobili výpočet vlastností a parametrov, na základe ktorých sme zvolili vhodné rozmery výmenníka. Takto navrhnutý tepelný výmenník sme následne vyrobili.

Práca pokračuje zhodnotením nameraných údajov tepelných výmenníkov. Ukázalo sa, že polymérový výmenník je nevýhodný z hľadiska tlakových strát vzduchu prúdiaceho cez jadro výmenníka, tie sa pri rýchlosti vzduchu 2 m.s^{-1} oproti hliníkovému chladiču zvýšili 161 %. Táto vlastnosť je pomerne kritická, keďže monopost Dragon X, pre ktorý je tento výmenník navrhovaný, má obmedzenú kapacitu batérie a nezvláda dlhodobú prevádzku ventilátorov pod plným výkonom. V prípade použitia v elektrickej formule eD2 by vďaka násobne väčšej kapacite batérií vychádzal koncept o niečo optimistickjšie.

Naopak výhodne vyšiel z hľadiska tlakových strát na chladiče. Tu sme pozorovali pokles v priemere o približne 58 %. V hliníkovom chladiči musí chladiivo prejsť dvakrát dlhší rozmer chladiča, kdežto v polymérovom chladiči len jedenkrát kratší rozmer. Z hľadiska tepelného výkonu bol polymérový chladič o niečo málo horší ako chladič hliníkový. V reči čísel hovoríme o miernom poklese z 14 kW – 15 kW na 12 kW – 13 kW.

Cieľ zníženia hmotnosti sa nepodarilo naplniť, avšak je to z dôvodu neoptimalizovaných komôr zo sklotextitu, ktoré tvoria 67 % hmotnosti. Ukázalo sa na ďalšom meraní výmenníka z polymérových dutých vlákien, že pri použití vhodnejšieho materiálu a optimalizovaného návrhu je možné ich hmotnosť výrazne znížiť. V našom konkrétnom prípade tvoria optimalizované komory len 17 % oproti 67 % neoptimalizovaných komôr.

S ohľadom na hmotnosť je nutné do budúcnosti hľadať ľahšie materiály pre rám tepelného výmenníka a zároveň hmotnostne optimalizovať komory.

POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [2] *VDI Heat Atlas*. 2nd edition. Düsseldorf: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010. ISBN 978-3-540-77876-9.
- [3] BERGMAN, Theodore L., Adrienne S. LAVINE, Frank P. INCROPERA a David P. DEWITT. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed. Hoboken, NJ: Wiley, 2011. ISBN 978-0470-50197-9.
- [4] Teplotní roztažnost Přenos tepla Kinetická teorie plynů. *DOCPLAYER* [online]. 2015 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://docplayer.cz/docs-images/46/13892613/images/page_6.jpg
- [5] Vedení tepla. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Veden%C3%AD_tepla
- [6] Šíření tepla prouděním. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/%C5%A0%C3%AD%C5%99en%C3%AD_tepla_proud%C4%9Bn%C3%ADm
- [7] Sálanie. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-03-05]. Dostupné z: <https://sk.wikipedia.org/wiki/S%C3%A1lanie>
- [8] LENHART, Richard, Katarína KADUCHOVÁ, Peter ĎURČANSKÝ a Jiří HEJČÍK. *Výmenníky tepla*. Žilina: EQUILIBRIA, 2020. ISBN 978-80-8143-261-3.
- [9] KAKAC, Sadik, Hongtan LIU a Anchasa PRAMUANJAROENKIJ. *Heat exchangers: Selection, Rating, and Thermal design*. 3. vyd. Boca Raton: FL: CRC Press, 2012. ISBN 978-1-4398-4990-3.
- [10] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.
- [11] File:Double-Pipe Heat Exchanger ro.png. *Wikimedia Commons* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Double-Pipe_Heat_Exchanger_ro.png
- [12] Straight-tube heat exchanger 1-pass. *Wikimedia Commons* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Heat_exchanger_diagrams#/media/File:Straight-tube_heat_exchanger_1-pass.PNG

- [13] Plate frame 1. *Wikimedia Commons* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Category:Heat_exchanger_diagrams#/media/File:Plate_frame_1.png
- [14] Moody diagram (friction factor). *Process Engineer's Tools* [online]. [cit. 2021-5-10]. Dostupné z: https://powderprocess.net/Tools_html/Data_Diagrams/Moody.html
- [15] Formula Student Rules 2020. *FORMULA STUDENT GERMANY* [online]. Langenhagen [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/fsg/rules/>
- [16] Ground effect (cars). *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://sk.wikipedia.org/wiki/Bernoulliho_rovnica
- [17] Bernoulliho rovnica. *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2021-5-3]. Dostupné z: https://sk.wikipedia.org/wiki/Bernoulliho_rovnica
- [18] MAREK, Jiří. *CHLADICÍ SYSTÉM FORMULE STUDENT*. Brno, 2020. Bakalárska práca. Vysoké učení technické, Fakulta strojího inženýrství, Ústav automobilového a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Michal Janoušek.
- [19] ZARKADAS, Dimitrios M. a Kamalesh K. SIRKAR. Polymeric Hollow Fiber Heat Exchangers: An Alternative for Lower Temperature Applications. *Industrial and Engineering Chemistry Research* [online]. 2004, **43**(25), 8093-8106 [cit. 2021-5-21]. ISSN 0888-5885. Dostupné z: doi:10.1021/ie040143k
- [20] Polymeric Heat Exchangers with Hollow Fibres. *Heat Transfer and Fluid Flow Laboratory* [online]. Brno, 2018 [cit. 2021-5-21]. Dostupné z: <http://www.heatlab.cz/research/polymeric-heat-exchangers-with-hollow-fibres/>
- [21] BROŽOVÁ, Tereza. *Fázové změny na povrchu tepelných výměníků s dutými vlákny*. Brno, 2018. Dizertačná práca. Vysoké učení technické, Fakulta strojího inženýrství, Laboratoř přenosu tepla a proudění. Vedoucí práce Miroslav Raudenský.
- [22] BROŽOVÁ, Tereza, Tomáš LUKS, Ilya ASTROUSKI a Miroslav RAUDENSKÝ. Fatigue Testing of Polymeric Hollow Fibre Heat Transfer Surfaces by Pulsating Pressure Loads. *Applied Mechanics and Materials* [online]. 2016, **821**, 3-9 [cit. 2021-5-7]. ISSN 1662-7482. Dostupné z: doi:10.4028/www.scientific.net/AMM.821.3
- [23] KŮDELOVÁ, Tereza, Erik BARTULI, Alan STRUNGA, Jiří HVOŽDA a Miroslav DOHNAL. Fully Polymeric Distillation Unit Based on Polypropylene Hollow

- Fibers. *Polymers* [online]. 2021, **13**(7), 1031 [cit. 2021-5-21]. ISSN 2073-4360. Dostupné z: doi:10.3390/polym13071031
- [24] BARTULI, Erik, Tereza KŮDELOVÁ a Miroslav RAUDENSKÝ. Shell-and-tube polymeric hollow fiber heat exchangers with parallel and crossed fibers. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2021, **182** [cit. 2021-5-20]. ISSN 13594311. Dostupné z: doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.116001
- [25] Colin Chapman Quotes. *AZquotes* [online]. Hong Kong: INTERNET ADVERTISING [cit. 2021-5-7]. Dostupné z: https://www.azquotes.com/author/27371-Colin_Chapman
- [26] ŠEBELA, Kamil. *Chladicí systém formule student*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilového a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Michal Janoušek.

ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

\dot{e}_b	[W.m ⁻²]	Sálané teplo čiernym telesom
$\frac{dT}{dx}$	[K.m ⁻¹]	Gradient teploty
A	[m ²]	plocha
a	[m ⁻² .s ⁻¹]	Súčiniteľ teplotnej vodivosti
\bar{A}	[J]	práca
c_p	[J.K ⁻¹ .kg ⁻¹]	Merná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku
C_r	[-]	Pomer tepelných kapacít
D_h	[m]	Hydraulický priemer
F	[-]	Korekčný faktor
f_{tr}	[-]	Súčiniteľ trenia
g	[m.s ⁻²]	Gravitačné zrýchlenie
Gr	[-]	Grashofovo číslo
i	[J.kg ⁻¹]	Merná entalpia
k	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	Celkový súčiniteľ prechodu tepla
k_{ekv}	[m]	Drsnosť potrubia
L	[m]	Charakteristická dĺžka
L_{ekv}	[m]	Ekvivalentná dĺžka
L_w	[m]	Dĺžka valcovej steny
\dot{m}	[kg.s ⁻¹]	Hmotnostný tok
NTU	[-]	Počet prenosových jednotiek
Nu	[-]	Nusseltovo číslo
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
Q	[J]	Teplo
\dot{q}	[W.m ⁻³]	Hustota tepelného toku
\dot{Q}	[W]	Tepelný tok
r	[m]	polomer
R_{zn}^*	[m ² .K.W ⁻¹]	Tepelný odpor znečistenia
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
R_λ	[m ² .K.W ⁻¹]	Tepelný odpor steny výmenníka
S	[m ²]	Veľkosť teplovýmennej plochy
S_f	[m ²]	Plocha rebier

T	[K]	Termodynamická teplota
T_F	[K]	Teplota kvapaliny
T_W	[K]	Teplota steny
U	[J]	Vnútorná energia
w	[m.s ⁻¹]	Rýchlosť prúdenia kvapaliny
w_f	[m.s ⁻¹]	Stredná rýchlosť prúdenia
α	[W.m ⁻² .K ⁻¹]	Súčiniteľ prestupu tepla
β	[K ⁻¹]	Koeficient tepelnej rozťažnosti
δ	[m]	Šírka steny
Δp_m	[Pa]	Miestne tlakové straty
Δp_{tr}	[Pa]	Tlakové straty trením
ΔT	[K]	Rozdiel teplôt steny a kvapaliny
ΔT_{ln}	[K]	Logaritmický teplotný spád
ΔT_m	[K]	Stredný teplotný spád
ε	[-]	Efektívnosť
ε_{bb}	[-]	Emisivita reálneho telesa
ε_r	[-]	Relatívna drsnosť
η_f	[-]	Účinnosť jedného rebra
η_{tot}	[-]	Účinnosť povrchu s rebrami
λ	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	Súčiniteľ tepelnej vodivosti
ν	[m ² .s ⁻¹]	Kinematická viskozita
ζ	[-]	Koeficient miestneho odporu
ρ	[kg.m ⁻³]	Hustota
σ	[W.m ⁻² .K ⁻⁴]	Stefan Boltzmannova konštanta